

# **Untersuchung zweistufiger Transportkälteanlagen mit natürlichen Kältemitteln**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde  
eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing)  
genehmigte Dissertation

von: Andreas Hans Wilhelm Möhlenkamp  
aus (Geburtsort): Duisburg

eingereicht am: 16.01.2017

mündliche Prüfung am: 03.05.2017

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler  
Prof. Dr.-Ing. Andrea Luke

2018



## Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig. Die Zeit am Institut hat mich sehr geprägt und mir sehr gut gefallen. Die Kollegen am Institut für Thermodynamik und der TLK-Thermo GmbH haben durch eine hervorragende Arbeitsatmosphäre, zahlreiche Diskussionen und ihre Unterstützung mit zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler, danke ich sehr herzlich für die fachliche Betreuung und Begutachtung dieser Arbeit. Sein umfassendes Fachwissen, die wertvollen Ratschläge und die wissenschaftlichen Diskussionen haben diese Arbeit geprägt. Frau Prof. Dr.-Ing. Andrea Luke vom Institut für Thermodynamik der Universität Kassel danke ich für die Übernahme des Zweitgutachtens. Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Scholl des Instituts für Chemische und Thermische Verfahrenstechnik der Technischen Universität Braunschweig sei für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission gedankt.

Ein großer Dank richtet sich an Dr.-Ing. Nicolas Lemke für die intensiven und wertvollen inhaltlichen Diskussionen. Ebenso möchte ich Dr.-Ing. Sven Försterling und Dr.-Ing. Nils Christian Strupp für viele fachliche Gespräche und wertvolle Vorschläge danken. Für alle Fragen zu Software und Simulation hatten Dr.-Ing. Christian Schulze und Dr.-Ing. Roland Kossel immer ein offenes und hilfsbereites Ohr. Sven Packheiser und die Werkstattmitarbeiter haben mich vielfältig beim Prüfstands Aufbau unterstützt. Durch ihre Anregungen konnten ausgefallene Ideen gradlinig umgesetzt werden. Die letzten inhaltlichen Feinheiten der vorliegenden Arbeit ermöglichten Anregungen und Korrekturen von Dr.-Ing. Christian Lucas und Oliver Flieger, für deren Hinweise ich mich ganz herzlich bedanke.

Ganz besonderer Dank richtet sich an meine Familie: Meine Frau Nicole für den bedingungslosen Rückhalt, ihr großes Verständnis für die vielen Stunden am Schreibtisch und dass sie mir stets den Rücken frei gehalten hat. Meine Eltern, die mich immer gefördert und meinen Werdegang umfänglich unterstützt haben.

Gütersloh, im Januar 2018

Andreas Möhlenkamp



## Kurzfassung

Gefrorene und verderbliche Waren werden auf der Straße in Kühlfahrzeugen bei speziellen Kühlraumtemperaturen transportiert. Der Transportbehälter hat eine oder mehrere Kammern mit einer oder mehreren Kühlraumtemperaturen. Ein- und Mehrtemperatur-Transportbehälter werden vorwiegend durch einstufige Transportkälteanlagen mit den synthetischen Kältemitteln R410A, R404A oder R134a gekühlt. Die Energieeffizienz dieser Kreisläufe kann durch den Einsatz zweistufiger Verschaltungen gesteigert werden. Darüber hinaus ermöglichen sie prinzipiell eine stetige und effiziente Kühlung von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen, in denen gefrorene und verderbliche Waren gemeinsam transportiert werden. Beide Kühlraumtemperaturen können nicht unabhängig voneinander mit der Drehzahl eines zweistufigen Verdichters geregelt werden. Kompakte, zweistufige Verdichter werden für zweistufige Transportkälteanlagen aufgrund von Begrenzungen hinsichtlich Bauraum und Gewicht favorisiert. Die vorliegende Arbeit behandelt zweistufige Transportkälteanlagen mit zweistufigem Verdichter unter den beiden folgenden Schwerpunkten: Der Einsatz der beiden natürlichen Kältemittel Kohlenstoffdioxid (R744) und Propen (R1270) wird untersucht sowie ein neuartiges Betriebs- und Regelungskonzept zur stetigen Kühlung von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen entwickelt.

In theoretischen Untersuchungen werden mehrere zweistufige Kreislaufverschaltungen in Kombination mit den Kältemitteln R744, R1270 und R410A für die Betriebsbedingungen der Transportkühlung evaluiert. Als optimaler Kreislauf wird ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck identifiziert.

Dieser optimale Kreisprozess wird experimentell in einer praxisnahen Versuchskälteanlage mit dem Kältemittel R744 untersucht. Diese stellt u.a. Kälte stetig bei zwei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug bereit. Die Messungen zeigen, dass die Kühl- und Gefrierkälteleistungen zwischen den beiden Kammern durch Änderung der Ventilöffnung eines Expansionsventiles verschoben werden können.

Weitere Untersuchungen erfolgen in der Simulation. Es werden zwei exemplarische Kühlfahrzeuge mit einem Ein- bzw. Zweitemperaturtransportbehälter angenommen, die jeweils durch eine zweistufige R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlage gekühlt werden. Die Transportkälteanlagen und deren Komponenten sind an experimentelle Daten kalibriert. Für das Kühlfahrzeug mit Mehrtemperaturtransportbehälter wird, ausgehend von experimentellen Beobachtungen, ein neuartiges Betriebs- und Regelungskonzept zur stetigen Kühlung der gefrorenen und verderblichen Ware entwickelt. Dieses ermöglicht die beide Kühlraumtemperaturen bzw. die damit gekoppelten Kälteleistungen über weite charakteristische Betriebsbereiche durch Änderung der Verdichterdrehzahl und der Ventilöffnungen zweier Expansionsventile unabhängig voneinander auf Sollwerte zu regeln. Energetische Effizienz und klimawirksame Emissionen pro Jahr werden für beide exemplarischen Kühlfahrzeuge berechnet. Anhand dieser Kenngrößen sind die zweistufigen R744- und R1270-Transportkälteanlagen mit der R410A-Transportkälteanlage vergleichbar.

## Abstract

Chilled and frozen food is transported on the road by refrigerated vehicles at certain cooling temperatures. Their isolated bodies have one or more compartments, depending on the number of cooling temperatures. Single- and multi-compartment vehicles are mainly cooled by single-stage transport refrigeration systems using the refrigerants R410A, R404A or R134a. The energy efficiency of these systems can considerably increase by using a two-stage vapour compression cycle. Principally, two-stage cycles enable a simultaneous and efficient cooling of multi-compartment vehicles, in which chilled and frozen food is transported. A two-stage compressor cannot control both cooling temperature independently. Compact two-stage compressors are favoured for two-stage transport refrigeration systems, because of limitations in installation space and weight. In this thesis, two-stage transport refrigeration systems with a two-stage compressor are investigated focusing on two aspects. The use of the natural refrigerants carbon dioxide (R744) and propylene (R1270) is investigated. Furthermore, an innovative operation and control concept for individual set temperatures in multi-compartment vehicles is developed.

Different two-stage vapour compression cycles in combination with the refrigerants R744, R1270 and R410A are evaluated for transport refrigeration conditions. A two-stage vapour compression cycle with an internal heat exchanger at intermediate pressure is proved to be the optimal refrigeration cycle for all three refrigerants.

This two-stage refrigeration cycle is investigated experimentally with the refrigerant R744. The design of the test unit is guided by a commercial two-stage transport refrigeration system. The test unit provides simultaneously and efficiently cooling and freezing capacities for multi-compartment vehicles with chilled and frozen food. The experimental results show that freezing and cooling capacities can be shifted between the different compartments mainly by varying the valve opening of an expansion valve.

Further investigations are conducted by simulations. Two refrigerated vehicles with a single- and a multi-compartment are considered. Both vehicles are cooled by a R744, R1270 or a R410A two-stage transport refrigeration system. The refrigeration systems and their components are validated to experimental data. In case of the multi-compartment vehicle, chilled and frozen food is cooled simultaneously using an innovative operation and control concept. Capacities for freezing and cooling are independently controlled in a broad range of operating conditions by varying the rotational speed of the two-stage compressor and the opening of two different expansion valves. Energy efficiencies and greenhouse gas emissions per year are calculated for the single- and the multi-compartment vehicle. It is shown that the two-stage R744 and R1270 transport refrigeration systems achieve comparable values for energy efficiency and greenhouse gas emissions as the R410A refrigeration system.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Symbolverzeichnis .....</b>	<b>X</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation.....	1
1.2 Einordnung der Arbeit in das Forschungsumfeld.....	2
1.3 Ziele der Arbeit und Beitrag zur Wissenschaft.....	4
1.4 Aufbau der Arbeit .....	5
<b>2 Kältemittelkreislauf im Kühlfahrzeug.....</b>	<b>7</b>
2.1 Kühlfahrzeug .....	7
2.2 Kältemittel in der Transportkühlung .....	8
2.3 Einstufiger Kältemittelkreislauf .....	11
2.3.1 Kreislauf.....	11
2.3.2 Kennzahlen eines Kältemittelkreislaufs .....	11
2.4 Zweistufige Kreislaufvarianten .....	12
2.4.1 Zweistufiger Basiskältemittelkreislauf .....	13
2.4.2 Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck.....	13
2.4.3 Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche .....	15
2.4.4 Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern .....	16
2.5 Optimaler Hoch- und Mitteldruck.....	17
2.5.1 Hochdruck .....	17
2.5.2 Mitteldruck .....	17
2.6 Identifikation des optimalen Kältemittelkreislaufs .....	18
2.6.1 Modellerstellung .....	18
2.6.2 Optimaler Kältemittelkreislauf für verschiedene Kältemittel .....	20
2.7 Kreislaufvarianten in Kühlfahrzeugen.....	22
2.8 Zusammenfassung.....	23
<b>3 Versuchsanlage und experimentelle Untersuchungen.....</b>	<b>25</b>
3.1 Versuchskälteanlage .....	25
3.1.1 Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild .....	25
3.1.2 Komponenten der Versuchskälteanlage .....	28
3.1.3 Messtechnik.....	30
3.2 Bewertungsgrößen und deren Unsicherheit.....	32
3.2.1 Bewertungsgrößen .....	32
3.2.2 Unsicherheiten von Bewertungsgrößen.....	34
3.3 Experimentelle Untersuchungen .....	35
3.3.1 Variation der Lufteintrittstemperatur am Gaskühler .....	36
3.3.2 Variation des Drehzahlverhältnisses.....	37
3.3.3 Variation des übertragenen Wärmestroms im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck .....	40
3.4 Zusammenfassung.....	42
<b>4 Modellerstellung und Kalibrierung zweistufiger Kältemittelkreisläufe .....</b>	<b>44</b>

4.1	Modellerstellung zweistufiger Kältemittelkreisläufe .....	44
4.1.1	Verdichter .....	44
4.1.2	Elektromotor .....	45
4.1.3	Transportbehälter .....	46
4.1.4	Wärmeübertrager .....	49
4.1.5	Zweistufige R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodelle .....	49
4.2	Kalibrierung.....	50
4.2.1	R744-Kreislaufkomponenten.....	51
4.2.2	R1270- und R410A-Kreislaufkomponenten.....	53
4.3	Zusammenfassung .....	53
<b>5</b>	<b>Exemplarische Kühlfahrzeuge .....</b>	<b>54</b>
5.1	Transportbehälter.....	55
5.2	Zweistufige R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlage.....	57
5.2.1	Praxisnahe zweistufige Kreislaufmodelle .....	58
5.2.2	Auslegung der Verdichterhubvolumina .....	63
5.2.3	Antriebseinheit .....	67
5.3	Optimaler Hochdruck und optimale Unterkühlung .....	68
5.4	Zusammenfassung .....	69
<b>6</b>	<b>Betriebsstrategien zweistufiger Kältemittelkreisläufe .....</b>	<b>70</b>
6.1	Kühlung von Mehrtemperatur-Transportbehältern .....	70
6.1.1	Stand der Wissenschaft .....	70
6.1.2	Betriebsbereich für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ .....	71
6.1.3	Energieeffiziente Kühlung des Zweitemperatur-Transportbehälters.....	75
6.2	Effizienzsteigerung durch den internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) .....	78
6.2.1	Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ .....	78
6.2.2	Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ .....	81
6.3	Zusammenfassung .....	85
<b>7</b>	<b>Vergleich von Kältemitteln unter praxisrelevanten Bedingungen.....</b>	<b>86</b>
7.1	Stand der Wissenschaft.....	86
7.1.1	TEWI- bzw. LCCP-Studien .....	86
7.1.2	Vergleich von Kältemitteln für die Transportkühlung .....	87
7.1.3	Betriebsbedingungen von Kühl- und Kältemittelkreisläufen .....	91
7.2	Betriebsbedingungen von Kühlfahrzeugen .....	92
7.2.1	Lkw-Nutzungsverhalten.....	92
7.2.2	Klimabedingungen fahrender Lkw .....	93
7.2.3	Umgebungsbedingungen am Gaskühler bzw. Verflüssiger .....	95
7.2.4	Durchschnittliche Betriebszeiten der Transportkälteanlage.....	96
7.3	Energieeffizienz der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen.....	97
7.3.1	Eintemperatur-Kühlfahrzeug .....	97
7.3.2	Multifunktionskühlfahrzeug.....	100
7.4	Klimawirksame Emissionen der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen .....	102
7.4.1	Direkte Emissionen .....	102
7.4.2	Indirekte Emissionen .....	103
7.4.3	Klimawirksame Emissionen der Transportkälteanlage .....	104



7.5 Zusammenfassung.....	107
<b>8 Zusammenfassung .....</b>	<b>109</b>
<b>A Versuchsanlage .....</b>	<b>111</b>
A.1 Berechnung der spezifische Enthalpie am Verdampfer.....	111
A.2 Experimentelle Daten.....	112
<b>B Modellerstellung einzelner Komponenten .....</b>	<b>114</b>
B.1 Modellerstellung Verdichter .....	114
B.1.1 Einstufiger Hubkolbenverdichter.....	114
B.1.2 Zweistufiger Hubkolbenverdichter .....	117
B.2 Modellerstellung Transportbehälter .....	118
<b>C Kalibrierung der Komponentenmodelle und des Gesamtkreislaufs .....</b>	<b>120</b>
C.1 Verdichter.....	120
C.1.1 Verdichterwirkungsgrade .....	123
C.1.2 R744-Verdichter.....	124
C.1.3 R410A-Verdichter .....	128
C.1.4 R1270-Verdichter.....	131
C.2 Wärmeübertrager .....	134
C.3 Gesamtkreislaufmodell.....	138
<b>D Literaturverzeichnis.....</b>	<b>140</b>
<b>E Bildnachweis.....</b>	<b>149</b>

## Symbolverzeichnis

Die in dieser Arbeit verwendeten Formelzeichen sind nachfolgend zusammengestellt. Von dieser Zusammenstellung abweichende Bedeutungen sowie selten benutzte Formelzeichen werden im Text benannt.

### Griechische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$\Delta$	Differenz, Fehler	[–]
$\eta$	Wirkungsgrad	[–]
$\eta_{\text{isen}}$	isentroper Verdichterwirkungsgrad	[–]
$\eta_{\text{eff isen}}$	effektiv isentroper Verdichterwirkungsgrad	[–]
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	[W/(mK)]
$\lambda_{\text{eff}}$	effektiver Verdichterliefergrad	[–]
$\xi$	exergetischer Wirkungsgrad	[–]
$\pi$	Druckverhältnis	[–]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varphi$	relative Feuchtigkeit	[–]

### Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$a$	Jahr	[a]
$A$	Fläche	[m <sup>2</sup> ]
$C$	Konstante	[–]
$d$	Durchmesser	[mm]
$dp_v$	Druckverlust	[bar]
$E$	Energie, Exergie	[J]
$h$	spezifische Enthalpie	[kJ/kg]
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$K$	Konstante	[–]
$l$	jährliche Leckagerate	[kg <sub>KM</sub> /a]

$L$	Kältemittelleckage	[kg <sub>KM</sub> ]
$m$	Masse	[kg]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg/s]
$n$	Drehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$Nu$	Nußelt-Zahl	[–]
$p$	Druck	[bar]
$P$	Leistung	[W]
$Pr$	Prandl-Zahl	[–]
$q$	spezifische Wärme oder Kälte	[W/kg]
$\dot{Q}$	Wärmeleistung oder Kälteleistung	[W]
$Re$	Reynold-Zahl	[–]
$s$	spezifische Entropie	[kJ]/(kgK)]
$S$	Oberfläche	[m <sup>2</sup> ]
$T$	Temperatur	[K]
$v$	Geschwindigkeit	[m/s]
$V$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$W$	Arbeit	[J]
$x$	Dampfgehalt	[–]
$z$	Anzahl Verdichterkolben	[–]

## Indizes

Zeichen	Bedeutung
'	gesättigte Flüssigkeit
''	gesättigter Dampf
a	Jahr
aus	Austritt
C	Carnot
D	discharge
eff	effektiv
ein	Eintritt
el	elektrisch
G	Gaskühler
ges	gesamt
HD	Hochdruck
isen	isentrop

IWT	interner Wärmeübertrager
K	kritisch, Kompressor
konv	Konvektion
Kühl	Kühlraum
Leck	Leckage
mech	Mechanisch
MD	Mitteldruck
min	minimal
ND	Niederdruck
NK	Normalkühlung
Nutz	Nutzen
opt	optimal
prod	produziert
Reib	Reibung
S	Entropie, suction
Schad	Schadraum
sub	subcooling
sup	superheating
Stra	Strahlung
t	technische Arbeit
th	theoretisch
TK	Tiefkühlung
U	Umgebung
V	Verdampfer, Verlust
V 1, 2, 3	Verdampfer 1, 2 oder 3
V 2+3	Verdampfer 2 und 3
Z-Wand	Zwischenwand

## Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ATP	Übereinkommen über internationale Beförderungen leicht verderblicher Lebensmittel
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
COP	Coefficient of Performance – Leistungszahl
DIN	Deutsche Industrienorm

DTDC_SC	Double Throttling, Double Compression, Split Sycle
DTDC_OFT	Double Throttling, Double Compression, Open Flash Tank
DTAC_OFT	Double Throttling, Auxiliary Compression, Open Flash Tank
EU	Europäische Union
E.W.	Endwert
EXV	Expansionsventil
EXV-IWT	Expansionsventil am internen Wärmeübertrager
EXV-Verd. 1	Expansionsventil am Verdampfer 1
EXV-Verd. 2+3	Expansionsventil am Verdampfer 2+3
Gew	Gewicht
GI	Gleichung
GWP	Global Warming Potential
HD	Hochdruck
HFKW	Teilfluorierte Kohlenwasserstoffe
IWT	interner Wärmeübertrager
KM	Kältemittel
LCCP	Life Cycle Climate Performance
Lkw	Lastkraftwagen
MD	Mitteldruck
M.W.	Messwert
ND	Niederdruck
NK	Normalkühlung
STSC	Single Throttling, Single Compression
TEWI	Total Equivalent Warming Impect
TK	Tiefkühlung
WÜT	Wärmeübertrager
VM	Verdampfermodul



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Verderbliche und gefrorene Waren erfordern eine kontinuierliche Kühlung, die während des Transportes in Fahrzeugen, mit der Bahn oder in Containern aufrecht zu erhalten ist. Die Kühlaufgabe ist für diese drei Transportarten ähnlich, wobei Unterschiede in der Anwendung und den Randbedingungen zu unterschiedlichen Systemen führen können (KUIJPERS & PEIXOTO (2014), S. 119). Nachfolgende Ausführungen beschränken sich ausschließlich auf Kühlfahrzeuge.

Die Anzahl der Kühlfahrzeuge aller Größenordnungen werden für das Jahr 2014 weltweit mit ca. 2 Millionen Fahrzeugen und für Deutschland mit knapp 48.000 Fahrzeugen angegeben (vgl. KUIJPERS & PEIXOTO (2014), S. 24 und KRAFTFAHRT-BUNDESAMT (KBA) (2015), S. 24). Kühlfahrzeuge verfügen über eine Transportkälteanlage und über einen wärmeisolierten Transportbehälter für die Ware. Der Transportbehälter ist durch zusätzliche Zwischenwände in bis zu drei separate Kammern unterteilbar. Der Kammerzahl entsprechend können unterschiedliche Kühlraumtemperaturen realisiert werden. Aus der Anzahl der Temperaturniveaus leiten sich die Bezeichnungen „Ein- und Mehrtemperatur-Transportbehälter“ bzw. „Ein- und Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug“ ab. Mehrtemperatur-Transportbehälter ermöglichen einen gemeinsamen Transport von verderblichen und gefrorenen Waren in einem Kühlfahrzeug. Bestandteile der Transportkälteanlage sind ein Kälteaggregat, eine Antriebseinheit und eine Regelung. Das Kälteaggregat arbeitet überwiegend nach dem Kaltdampfprozess; alternative Technologien sind eutektische Systeme, Direktverdampfung oder Absorption (vgl. TASSOU & DE-LILLE (2009)).

In der Transportkühlung wird vielfach der geschlossene einstufige Kaltdampfprozess eingesetzt. In dem Kaltdampfprozess zirkuliert ein Kältemittel, wobei in der Transportkühlung vielfach die synthetischen, fluorierten Kältemittel R410A, R404A oder R134a herangezogen werden (vgl. MICHINEAU ET AL. (2014b) und BECKEN ET AL. (2010) S. 86f). Alle drei genannten Kältemittel weisen hohe Treibhauspotenziale auf. Diese und weitere Kältemittelmittel mit hohem Treibhauspotenzial wurden in den letzten Jahren durch den Gesetzgeber in unterschiedlichen Bereichen eingeschränkt. Exemplarisch seien hier die F-Gas-Verordnung ((EU) Nr. 517/2014), die MAC-Richtlinie (2006/40/EG) und die EcoDesign-Richtlinie (2006/40/EG) genannt. Die 2015 in Kraft getretene F-Gas-Verordnung beinhaltet u.a. eine schrittweise Mengenreduzierung der in der EU produzierten und eingeführten fluorierten Kältemittel um 79% bis 2030. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit dem Einsatz der beiden alternativen Kältemittel Kohlenstoffdioxid (R744) und Propen (R1270) in zweistufigen Kaltdampfprozessen. Die breite Einführung eines der beiden genannten Kältemittel in die Transportkühlung ist nur vorstellbar, wenn dieses gegenüber anderen Kältemitteln vergleichbare oder geringere Kraftstoffverbräuche aufweist.

Der Betrieb der Transportkälteanlage erhöht den Kraftstoffverbrauch des Kühlfahrzeugs je nach Fahrzeugtyp und Anwendung um 13% bis 20% (vgl. TASSOU & DE-LILLE (2009)). Der Kraftstoffverbrauch der Transportkälteanlage lässt sich durch den Einsatz eines zweistufigen Kaltdampfprozesses mit einer zweistufigen Kreislaufverschaltung im Allgemeinen signifikant reduzieren (vgl. TASSOU & DE-LILLE (2009) und KIM & PETTERSEN (2004)). Zweistufige Kreislaufverschaltungen haben drei Druckniveaus bzw. drei Verdampfungstemperaturen. Die unterschiedlichen Druckniveaus bzw. Verdampfungstemperaturen ermöglichen prinzipiell die stetige Kühlung von mehreren Kühlkammern mit individuellen Kühlraumtemperaturen (Mehrtemperatur-Transportbehälter). Diese Kühlraumtemperaturen können nicht unabhängig voneinander mit der Drehzahl eines zweistufigen Verdichters geregelt werden. Kompakte, zweistufige Verdichter werden für zweistufige Transportkälteanlagen aufgrund von Begrenzungen hinsichtlich Bauraum und Gewicht favorisiert. Für einen zweistufigen Kältemittelkreislauf und einen zweistufigen Verdichter wird im Rahmen dieser Arbeit ein neuartiges Konzept zur Regelung von mehreren individuellen Kühlraumtemperaturen in Mehrtemperatur-Transportbehältern untersucht und energetisch bewertet.

## 1.2 Einordnung der Arbeit in das Forschungsumfeld

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit zweistufigen Lkw-Transportkälteanlagen. Der Einsatz der beiden natürlichen Kältemittel Kohlenstoffdioxid (R744) und Propen (R1270) wird untersucht sowie ein neuartiges Betriebs- und Regelungskonzept zur stetigen Kühlung von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen mit mehreren individuellen Kühlraumtemperaturen entwickelt. Zu beiden Themen ist nachfolgend jeweils kurz die relevante Literatur zum aktuellen Stand der Wissenschaft dargestellt. Daran schließt sich die Ableitung des Forschungsbedarfes an. Detaillierte Literaturübersichten sind in den jeweiligen Kapiteln zu finden.

### Natürliche Kältemittel in der Transportkühlung

Für die Transportkühlung wird die Verwendung der natürlichen Kältemittel Propylen (R1270) und Kohlenstoffdioxid (R744) diskutiert, wie nachfolgende Ausführungen zeigen. R1270 und R744 weisen beide ein sehr geringes Treibauspotenzial auf. Aufgrund der starken Brennbarkeit von R1270 werden erhöhte Sicherheitsanforderungen an das Kältemittel gestellt, die konstruktive Modifikationen der Anlage erfordern (vgl. KÖNIG & ENKEMANN (2013)). R744 ist nicht brennbar, weist aber eine relativ geringe Temperatur im kritischen Punkt von 30,98°C bei einem Druck von 73,77bar auf. Der Betriebsbereich von Transportkälteanlagen umfasst Umgebungstemperaturen bis über 40°C, weshalb beim Einsatz von R744 die Kälteanlage auf hohe Drücke auszulegen ist. Die beiden Kältemittel empfehlen sich aufgrund ihrer thermophysikalischen Eigenschaften für die Transportkühlung (vgl. FORSTER ET AL. (2007), KIM & PETTERSEN (2004), MARK W. SPATZ (2004), CHOI ET AL. (2007) und CUBE ET AL. (1997a), S. 256).

Die Einsatzfähigkeit der Kältemittel R744 und R1270 in Lkw-Transportkälteanlagen ist in den vergangenen Jahren erbracht worden. Aus der Literatur können zitiert werden: Untersuchungen an einstufigen R744-Versuchsanlagen durch FÖRSTERLING (2003) und SONNEKALB & SAIZ (2004), ein- und mehrjährige Prototypentests einstufiger R744-Transportkälteanlagen (FINCKH ET AL. (2016) und FÖRSTERLING (2003)) und Firmenpräsentationen auf der



Internationalen Automobil Ausstellung für Nutzfahrzeuge (IAA Nutzfahrzeuge) von zweistufigen Transportkälteanlagen zum einen mit R744 von Carrier (Carrier Transicold März 2017), zum anderen mit R1270 von Frigoblock (Frigoblock Großkopf GmbH September 2010).

Im Bereich der Lkw-Transportkälteanlagen sind zur energetischen Einordnung von R744 und R1270 gegenüber den synthetischen, fluorierten Kältemitteln R404A, R410A oder R134a nur wenige Veröffentlichungen publiziert bzw. dem Autor dieser Arbeit bekannt. Daher ist die Literaturrecherche auf die Container-Kühlung mit ähnlichen Randbedingungen erweitert. In den nachfolgenden zitierten Publikationen variieren die Anwendung, die betrachteten Kältemittel, die Datenbasis (experimentelle oder simulative Untersuchungen) und die Kältemittelkreisläufe. Im Bereich Lkw-Transportkühlung und Container-Kühlung werden R1270 und R744 gemeinsam mit weiteren Kältemitteln in BURKE & GROSSKOPF (2011) und KÖNIG & BARARU (2014) behandelt. BURKE & GROSSKOPF (2011) stellen experimentelle Untersuchungen an ein- und zweistufigen Verdichtern für Randbedingungen der Lkw-Transportkühlung vor. Simulative Untersuchungen unter Vorgabe der Austrittszustände am Verdampfer und am Verflüssiger werden für die Containerkühlung in KÖNIG & BARARU (2014) diskutiert. Die Kältemittel R744 und R404A werden für die Transportkühlung in ein- und zweistufigen Kältemittelkreisläufen durch FINCKH ET AL. (2016) untersucht. Die Leistungszahlen einstufiger R744- und R134a-Transportkälteanlagen mit gleichen Wärmeübertragungsflächen bei Kühlraumtemperaturen von  $-20^{\circ}\text{C}$  und Variation der Umgebungstemperatur werden simulativ in FÖRSTERLING (2003) ermittelt (siehe FÖRSTERLING (2003), S. 141). Beide Kältemittel werden zudem in zweistufigen Kältemittelkreisläufen für die Containerkühlung energetisch verglichen (siehe UNEP-Bericht, KUIJPERS & PEIXOTO (2014), S. 121).

Zweistufige Lkw-Transportkälteanlagen mit den natürlichen Kältemitteln R744 und R1270 sind bislang nicht ausreichend untersucht. Es bestehen Defizite hinsichtlich des Kreislaukonzeptes und des Kältemittels. Ein Ziel dieser Arbeit ist daher die Kältemittel R744 und R1270 in zweistufigen Transportkälteanlagen gegenüber einer zweistufigen R410A-Transportkälteanlage simulativ zu vergleichen.

### **Betriebs- und Regelungskonzept zur stetigen Kühlung von mehreren individuellen Kühlraumtemperaturen in Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen**

In Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen ist eine individuelle Kühlung von bis zu drei separaten Kühlkammern mit unterschiedlichen Kühlraumtemperaturen nötig. Jede Kühlkammer verfügt über einen eigenen Verdampfer. Die bis zu drei Verdampfer sind parallel an einen gemeinsamen Kältemittelkreislauf angebunden. Individuelle Kühlraumtemperaturen werden durch Regelung der Solltemperatur innerhalb eines gewissen Temperaturbandes realisiert (Zweipunktregelung), wozu die Verdampfer einzeln mit dem Kältemittelkreislauf über Absperrventile verbunden sind (vgl. BURKE & GROSSKOPF (2011)). Alternativ werden Verdampferdruckregelventile beispielsweise in SMYTH ET AL. (2010) und KAIROUANI ET AL. (2009) eingesetzt, um eine stetige bzw. gleichzeitige Kühlung der Kühlräume zu ermöglichen. Hierbei wird das Kältemittel komplett vom niedrigsten Druckniveau (Niederdruck) verdichtet. Effizienter wird Kälte stetig bei zwei unterschiedlichen Verdampfungs Temperaturen bzw. –drücken durch zweistufige Kältemittelkreisläufe bereitgestellt. Für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug wird eine zweistufige Kreislaufverschaltung mit einem zweistufigen Verdichter zur stetigen Kühlung verderblicher

Waren bei Mitteldruck und gefrorener Waren bei Niederdruck von BURKE & GROSSKOPF (2011) vorgeschlagen. Beide Kühlraumtemperaturen können nicht unabhängig voneinander mit der Drehzahl eines zweistufigen Verdichters geregelt werden. Kompakte, zweistufige Verdichter werden für zweistufige Transportkälteanlagen aufgrund von Begrenzungen hinsichtlich Bauraum und Gewicht favorisiert.

Konzepte zur Regelung der einzelnen Kühlraumtemperaturen in Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen bei Verwendung eines zweistufigen Kältemittelkreislaufs mit einem zweistufigen Verdichter sind in der Literatur rar. Für Gefrierkühlkombinationen von Haushaltsgeräten ist eine Patentschrift von DOI & NOGUCHI (2003) veröffentlicht. In dieser wird die Raumtemperatur des Gefrierfaches über die Drehzahl des zweistufigen Verdichters und die Raumtemperatur des Kühlfaches, dessen Kälte bei Mitteldruck bereitgestellt wird, durch einen drehzahlregelmten Lüfter gesteuert. Entsprechende Ansätze für die Transportkühlung sind dem Autor dieser Arbeit nicht bekannt. Ein weiteres Ziel dieser Arbeit ist daher die Entwicklung eines neuartigen Betriebs- und Regelungskonzeptes zur stetigen Kühlung von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen mit mehreren individuellen Kühlraumtemperaturen.

### 1.3 Ziele der Arbeit und Beitrag zur Wissenschaft

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit zweistufigen Kältemittelkreisläufen für die Lkw-Transportkühlung unter praxisnahen Bedingungen. Es werden relevante Betriebsbedingungen erfasst sowie Bauraum- und Gewichtsbegrenzungen bei der Auslegung der Kreisläufe berücksichtigt. Beispielsweise werden in den Kreisläufen kompakte, zweistufige Verdichter verwendet. Ziele dieser Arbeit für diese konkrete Anwendung sind (I) den Einsatz der beiden natürlichen Kältemittel Kohlenstoffdioxid (R744) und Propen (R1270) zu untersuchen sowie (II) ein neuartiges Betriebs- und Regelungskonzept zur stetigen Kühlung von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen mit mehreren individuellen Kühlraumtemperaturen zu entwickeln.

Im Folgenden werden die wesentlichen Beiträge dieser Arbeit für die Wissenschaft beschrieben.

#### Natürliche Kältemittel in der Transportkühlung

Der Einsatz alternativer, natürlicher Kältemittel für die Lkw-Transportkühlung mittels zweistufigem Kältemittelkreislauf ist, soweit in der Literatur bekannt, noch nicht umfassend unter Betrachtung des Gesamtsystems untersucht bzw. energetisch bewertet worden.

Die vorliegende Arbeit nähert sich dieser Fragestellung simulativ. Aus mehreren, in der Literatur bekannten, ein- und zweistufigen Kreislaufverschaltungen wird ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck als optimaler Kreisprozess identifiziert. Dieser Kreisprozess wird auf zweistufige Transportkälteanlagen mit den Kältemitteln R744, R1270 und R410A übertragen, die jeweils in der Simulation untersucht werden. Die Kreislaufkomponenten der numerischen zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen sind jeweils an experimentellen Daten kalibriert. Für die numerischen zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen werden Energieeffizienz und jährliche durchschnittliche klimawirksame Emissionen am Beispiel zweier exemplarischer Kühlfahrzeuge (Ein- und Multifunktionskühlfahrzeug) ermittelt. Für die jährlichen durch-

schnittlichen klimawirksamen Emissionen werden relevante statistische Betriebs- und Lastbedingungen von Kühlfahrzeugen abgeleitet.

### **Betriebs- und Regelungskonzept zur stetigen Kühlung von mehreren individuellen Kühlraumtemperaturen in Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen**

Die stetige Kühlung mehrerer individueller Kühlraumtemperaturen in Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen mittels eines zweistufigen Kältemittelkreislaufs stellen BURKE & GROSSKOPF (2011) als Kreislaufverschaltung vor. Ansätze zur Regelung individueller Kühlraumtemperaturen in weiten Betriebsbereichen bei zweistufigen Kältemittelkreisläufen und der Verwendung eines zweistufigen Verdichters sind, soweit in der Literatur bekannt, noch nicht umfassend untersucht worden.

In dieser Arbeit wird für die in BURKE & GROSSKOPF (2011) vorgestellte zweistufige Kreislaufverschaltung ein neuartiges Betriebs- und Regelungskonzept entwickelt. Mit diesem Konzept ist die Regelung mehrerer individueller Kühlraumtemperaturen über weite charakteristische Betriebsbereiche in einem stetigen Betrieb trotz Verwendung eines zweistufigen Verdichters möglich. Für die Regelung werden hierzu die Verdichterdrehzahl und die Ventilöffnungen zweier Expansionsventile herangezogen. Das neuartige Betriebs- und Regelungskonzept ermöglicht eine energieeffizientere Kühlung als die aktuell in Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen verwendeten Regelungskonzepte.

Das neuartige Betriebs- und Regelungskonzept wird exemplarisch für die zweistufige R744-Transportkälteanlage diskutiert. Dieses Konzept wird auf die zweistufigen R1270- und R410A-Transportkälteanlagen übertragen.

## **1.4 Aufbau der Arbeit**

Die vorliegende Arbeit umfasst die folgenden sechs Hauptkapitel, wobei die vorgestellten Ziele der Arbeit in umgekehrter Reihenfolge behandelt werden:

- In Kapitel 2 wird zunächst der einstufige Kältemittelkreislauf vorgestellt. Die Erweiterung auf zweistufige Kreisprozesse liefert geringere Verluste und führt zu einer Steigerung der Leistungszahl. Mehrere zweistufige Kältemittelkreisläufe aus der Literatur werden zur Identifizierung einer optimalen Verschaltung herangezogen und bewertet.
- Die Realisierung des identifizierten zweistufigen Kreisprozesses als praxisnahe Versuchskälteanlage für das Kältemittel R744 wird in Kapitel 3 beschrieben. Der zweistufige Kältemittelkreislauf ermöglicht die Variation einer Vielzahl von Rand- und Betriebsparametern, darunter die Verdampfung von Kältemittel bei einem (Niederdruck) oder zwei (Nieder- und Mitteldruck) Verdampfungsdrücken. U.a. werden Wechselwirkungen der bei Nieder- und Mitteldruck arbeitenden Verdampfer aufgezeigt. Diese ermöglichen in Kapitel 6 ein neuartiges Betriebs- und Regelungskonzept.
- Kapitel 4 behandelt die Modellerstellung von Kreislaufkomponenten und zweistufigen Gesamtsystemen nach dem Ansatz der Finiten Volumen. Hierzu wird die Komponentenbibliothek TIL verwendet, die um ein Verdichtermodell und ein Transportbehältermo-

dell ergänzt wird. Die Komponentenmodelle beinhalten die Geometrien der Kreislaufkomponenten und berücksichtigen Druckverlust sowie Wärmeübergang mittels allgemeingültiger Beziehungen aus der Literatur. Die Einzelkomponenten sind mit experimentellen Daten kalibriert, die zu zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodellen zusammengefügt werden.

- In Kapitel 5 werden zwei exemplarische Kühlfahrzeuge – Eintemperatur- und Multifunktionskühlfahrzeug – in der Gewichtsklasse von 12 Tonnen bis 19 Tonnen für den Verteilerverkehr definiert. Diese werden jeweils durch praxisnahe zweistufige R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlagen mit zweistufigem Verdichter gekühlt. Deren Modellbeschreibungen basieren auf den R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodellen aus Kapitel 4.
- In Kapitel 6 wird für die zweistufige R744-Transportkälteanlage ein neuartiges Betriebs- und Regelungskonzept zur bedarfsgerechten Kühlung eines Mehrtemperatur-Transportbehälters vorgestellt. Kälte wird bei Niederdruck für gefrorene Waren und bei Mitteldruck für verderbliche Waren bereitgestellt. Die Kälteleistungen bei Nieder- und Mitteldruck lassen sich unabhängig voneinander in einem weiten Betriebsbereich variieren. Das neuartige Konzept wird mit aktuellen Regelungsansätzen für die Transportkühlung verglichen und bewertet.
- Unter praxisnahen Betriebsbedingungen erfolgt in Kapitel 7 ein simulativer Vergleich zweistufiger R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen für Kühlfahrzeuge mit Ein- und Mehrtemperatur-Transportbehältern. Es werden die Leistungszahlen der zweistufigen Transportkälteanlagen für konstante Kälteleistungen in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur diskutiert. Klimawirksame Emissionen pro Jahr durch Kältemittelleckagen und den Betrieb der Transportkälteanlagen werden berechnet. Hierzu werden statistische Betriebsbedingungen der Transportkälteanlage für drei verschiedene Klimazonen herangezogen.

## 2 Kältemittelkreislauf im Kühlfahrzeug

In diesem Kapitel werden zunächst Kühlfahrzeuge mit einem Kaltdampfprozess vorgestellt. Ausgehend von den derzeit verwendeten Kältemitteln werden unter dem Gesichtspunkt der gesetzlichen Vorgaben mögliche alternative Kältemittel mit geringem Treibhauspotenzial benannt. Daran schließt sich die Beschreibung des einstufigen Kaltdampfprozesses an, dessen Effizienz durch zweistufige Kreislaufverschaltungen gesteigert wird.

### 2.1 Kühlfahrzeug

Gefrorene oder verderbliche Produkte erfordern eine kontinuierliche Kühlung und den Transport in speziellen Kühlfahrzeugen, wie es exemplarisch in Abbildung 2.1 links zu sehen ist. Das Kühlfahrzeug besteht aus einem Fahrzeuggestell, auf das ein wärmeisolierter Transportbehälter und eine Transportkälteanlage bei einem Ausrüster montiert werden. Die Mindestanforderungen an den Transportbehälter und die Transportkälteanlage werden in Deutschland durch die Normen DIN 8959 (DIN 8959) und DIN 8958 (DIN 8958-1) sowie international durch das ATP-Übereinkommen festgelegt. Die Transportkälteanlage beinhaltet ein Kälteaggregat, Regel- und Steuerungseinheiten sowie einen Antrieb. Das Kälteaggregat wird über einen Riemen oder einen Elektromotor durch einen separaten Verbrennungsmotor oder einen zusätzlichen Generator am Lkw-Verbrennungsmotor angetrieben (vgl. TASSOU & DE-LILLE (2009)).

Gefrorene Produkte, sog. Tiefkühlprodukte, müssen bei einer maximalen Kühlraumtemperatur von  $-20^{\circ}\text{C}$  und verderbliche Produkte, sog. Normalprodukte, bei einer minimalen Kühlraumtemperatur von  $0^{\circ}\text{C}$  transportiert werden. Genaue Temperaturvorgaben für einige gefrorene und verderbliche Produkte in einem Temperaturbereich zwischen  $-20^{\circ}\text{C}$  bis  $6^{\circ}\text{C}$  werden durch das ATP-Übereinkommen festgelegt. Für weitere Produkte werden empfohlene Kühlraum-



Abbildung 2.1: Exemplarisches Kühlfahrzeug, bestehend aus einem Fahrzeuggestell, isoliertem Transportbehälter und Transportkälteanlage (Quelle: FRIGOBLOCK GROßKOPF GMBH).

temperaturen beispielsweise in CUBE ET AL. (1997b) und HEAP (2010) gegeben (vgl. CUBE ET AL. (1997b), S. 804 und HEAP (2010), S. 14ff.).

Seit Anfang der 1990er Jahre werden Normal- und Tiefkühlprodukte zur Minimierung von Transportwegen verstärkt in einem Kühlfahrzeug, in sog. Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen, transportiert. Der Transportbehälter ist hierzu mittels fester oder mobiler Trennwände in bis zu drei Kammern zur Darstellung individueller Kühlraumtemperaturen von  $-20^{\circ}\text{C}$  bis  $10^{\circ}\text{C}$  unterteilt (siehe Abbildung 2.1). Beispielsweise waren 2012 in Frankreich 56% aller neu zugelassenen Kühlfahrzeuge in der Gewichtsklasse zwischen 12 Tonnen und 19 Tonnen Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge (vgl. MICHINEAU ET AL. (2014a)). Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge erfordern Modifikationen am Kältemittelkreislauf, die in Kapitel 2.7 thematisiert werden.

Zur Aufrechterhaltung produktspezifischer Kühlraumtemperaturen ist der Transportbehälter durch eine Transportkälteanlage zu kühlen. Das Kälteaggregat arbeitet überwiegend nach dem Kaltdampfprozess mit einem geschlossenen einstufigen Kältemittelkreislauf. Dessen Effizienz ist aufgrund von Betriebsbedingungen mit Kühlraumtemperaturen von  $-20^{\circ}\text{C}$  sowie Umgebungstemperaturen bis über  $40^{\circ}\text{C}$  und begrenztem Raum und Gewicht geringer als die einer stationären Anlage. (TASSOU & DE-LILLE (2009))

## 2.2 Kältemittel in der Transportkühlung

In der Transportkühlung werden derzeit vorwiegend die synthetischen, fluorierten Kältemittel R410A, R404A und R134a eingesetzt. Hauptsächlich wird R404A verwendet, wobei die genaue Kältemittelverteilung in den einzelnen europäischen Ländern leicht variiert. Unter allen Kühlfahrzeugen aller Gewichtsklassen kann die genaue Kältemittelverteilung für Deutschland und Frankreich Tabelle 2.1 für das Jahr 2012 entnommen werden. Die Daten für Deutschland stammen vom UMWELTBUNDESAMT (2012) und für Frankreich aus MICHINEAU ET AL. (2014b). Die Bedeutung von R404A steigt, wenn als Vergleichsbasis die Kältemittelmenge gewählt wird (MICHINEAU ET AL. (2014b)). Das Kältemittel R134a findet aufgrund seines geringen Dampfdruckes von unter 1bar bei Verdampfungstemperaturen unter  $-26^{\circ}\text{C}$  nur Anwendung in der Kühlung von verderblichen Produkten. Bei Drücken unterhalb von 1 bar kann an Leckagestellen Luft in den Kältemittelkreislauf eintreten.

Die genannten synthetischen Kältemittel weisen alle ein hohes Treibhauspotenzial (engl. Global Warming Potential Abkürzung: GWP) auf, das die Treibhauswirkung eines Gases in Bezug zu Kohlenstoffdioxid ( $\text{CO}_2$ ) beschreibt. Der  $\text{GWP}_{100}$  gibt die Treibhauswirkung über einen Bezugs-

Tabelle 2.1: Prozentuale Kältemittelverteilung von Lkw-Transportkälteanlagen aller Gewichtsklassen für Deutschland und Frankreich im Jahr 2012.

Kältemittel	Deutschland	Frankreich
R404A	74%	84%
R134a	15%	15%
R410A	11%	1%

Tabelle 2.2: Eigenschaften einiger fluorierter Ersatzkältemittel für die Transportkühlung.

Kältemittel	GWP <sub>100</sub> <sup>1</sup>	ASHRAE Klasse	Zusammensetzung <sup>2</sup>	Gew. %
R404A	3922	A1	R125/R143a/R134a	44/52/4
R410A	2088	A1	R32/R125	50/50
R452A	2140	verm. A1	R32/R125/R1234yf	11/59/30
DR7	246	verm. A2L	R32/R1234yf	36/64
L40	285	verm. A2L	R32/R152a/R1234yf/R1234ze(E)	40/10/20/30
AMR30a	199	verm. A2L	R32/R1234yf	29/71

<sup>1</sup> Berechnung des GWP<sub>100</sub> nach FORSTER ET AL. (2007) und ((EU) Nr. 517/2014).

<sup>2</sup> Zusammensetzung der Kältemittel nach KOPECKA ET AL. (2013) und KUJAK ET AL. (2014).

zeitraum von 100 Jahren an (CUBE ET AL. (1997a)). Das Treibhauspotenzial von R410A, R404A, R134a ist Tabelle 2.2 zu entnehmen. Die Verwendung der drei Kältemittel in der Transportkühlung wird in der EU ab dem 01.01.2015 durch die F-Gas-Verordnung eingeschränkt. Diese sieht u.a. eine Mengenreduzierung der verwendeten fluorierter Gase mit hohem Treibhauspotenzial bis 2030 vor. Gegenüber dem Basiszeitraum zwischen 2009 und 2012 sind bis 2030 die in der EU produzierten und importierten fluorierten Treibhausgase um 79% zu reduzieren (vgl. (EU) Nr. 517/2014).

Aus der Verordnung resultierend sind alternative, energieeffiziente Kältemittel mit geringem Treibhauspotenzial für die Transportkühlung zu identifizieren und einzuführen.

### Synthetische Ersatzkältemittel

Aktuell werden für die Transportkühlung, wie im Übrigen auch für die Pkw-Klimatisierung, Ersatzkältemittel mit ähnlichen Eigenschaften wie die bislang eingesetzten synthetischen, fluorierten Kältemittel diskutiert. Diese erfordern geringe oder keine Kreislaufmodifikationen. Eine Übersicht der nachfolgend diskutierten Ersatzkältemittel mit ihren Kältemittelzusammensetzungen und der GWP-Werte gibt Tabelle 2.2. Die Kältemittel DR7, L40 und AMR30a sind durch die American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) als nicht toxisch und schwer entflammbar (A2L-Klasse) eingestuft (siehe Tabelle 2.2). Nicht toxische und nicht entflammbare Kältemittel sind der Klasse A1 zugeordnet.

Die amerikanische Gesellschaft „Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI)“ hat umfangreiche Untersuchungen niedriger GWP-Kältemittel für unterschiedliche Einsatzbereiche beauftragt. In einstufigen Transportkälteanlagen werden bei definierten Testbedingungen die Ersatzkältemittel DR7, R452A (frühere Bezeichnung DR34), L40 und ARM30a gegenüber R404A in HEGAR & KOLDA (2015), KOPECKA ET AL. (2013) und KUJAK ET AL. (2015) untersucht. Für definierte Kühlraumtemperaturen von -20°C, 0°C und 10°C sowie geringe und hohe Verdichterdrehzahlen werden für R452A vergleichbare und für DR7, L40 und ARM30a teilweise höhere und niedrigere Kälteleistungen und Kreislauffeffizienzen in Abhängigkeit der Betriebsbedingung ermittelt.

Eine engere Auswahl möglicher Ersatzkältemittel für die Transportkühlung ist aktuell nicht erkennbar. Dabei werden voraussichtlich nur wenige Ersatzkältemittel Anwendung in der Serie finden.

### Natürliche Kältemittel

Neben den oben vorgestellten synthetischen Ersatzkältemitteln werden auch natürliche Kältemittel wie R1270 (Propylen) und R744 (Kohlenstoffdioxid) für die Transportkühlung diskutiert. Beide Kältemittel weisen ein geringes Treibhauspotenzial zwischen  $\text{GWP}_{100}=1$  und  $\text{GWP}_{100}=2$  auf. R1270 und R744 wurden durch die Einführung von Fluorchlorkohlenwasserstoffe in den 1930er Jahre weitgehend verdrängt und erlangten erst in den letzten Jahrzehnten durch die Diskussionen um den Ozonabbau und das Treibhauspotenzial neue Aufmerksamkeit (vgl. KIM & PETTERSEN (2004), LIAO ET AL. (2000) und CUBE ET AL. (1997a), S. 256).

R1270 gehört zu den Kohlenwasserstoffen, ist nicht toxisch, aber brennbar und nach ASHRAE-Klassifizierung der Klasse 3A (nicht toxisch, leicht entflammbar) zugeordnet. Es hat eine hohe kritische Temperatur von über  $T_K > 90^\circ\text{C}$  und einen kritischen Druck von  $p_K = 45,6\text{bar}$  (siehe Tabelle 2.3). Im Kaltdampfprozess liegen damit aufgrund des kritischen Punktes geringere Hochdrücke als mit R410A vor. Für R1270 werden gute Wärmeübergangseigenschaften in der Literatur genannt (vgl. MARK W. SPATZ (2004), CHOI ET AL. (2007) und CUBE ET AL. (1997a), S. 256). Wegen der Brennbarkeit und zum Explosionsschutz sind bei R1270 konstruktive Vorsorgemaßnahmen aufgrund der erhöhten Sicherheitsanforderungen durchzuführen (KÖNIG & ENKEMANN (2013), POOLMANN ET AL. (2016)). R1270 kommt sowohl als Reinstoff als auch in Gemischen zur Anwendung. Einen Literaturüberblick untersuchter Gemische mit R1270 ist beispielsweise in MOHANRAJ ET AL. (2010) dargelegt. Vergleichbare Eigenschaften werden auch für R290 (Propan) beobachtet, welches aufgrund seiner etwas schlechteren thermophysikalischen Eigenschaften gegenüber R1270 nicht in dieser Arbeit betrachtet wird.

R744 ist ein nicht brennbares, nicht toxisches Kältemittel, das eine geringe kritische Temperatur von  $T_K = 30,98^\circ\text{C}$  und einen hohen kritischen Druck von  $p_K = 73,77\text{bar}$  hat. R744-Kältemittelkreisläufe sind daher auf wesentlich höhere Betriebsdrücke als für R1270 oder die synthetischen Kältemittel R404A und R410A auszulegen. Gute Wärmeübergangseigenschaften werden in der Literatur für R744 genannt (vgl. MARK W. SPATZ (2004), CHOI ET AL. (2007) und CUBE ET AL. (1997a), S. 256).

Tabelle 2.3: Eigenschaften synthetischer Kältemittel (R404A, R410A) sowie alternativer, natürlicher Kältemittel (R1270, R744) für die Transportkühlung.

Eigenschaft	Einheit	R404A	R410A	R1270	R744
$\text{GWP}_{100}$	[kg CO <sub>2</sub> /kg]	3922	2088	2	1
Kritischer Druck	[bar]	37,29	49,02	45,55	73,77
Kritische Temperatur	[°C]	72,05	71,35	91,06	30,98
ASHRAE-Klasse	[-]	A1	A1	A3	A1



Die beiden Kältemittel R1270 und R744 empfehlen sich aufgrund ihrer thermodynamischen Eigenschaften für die Transportkühlung. Vergleiche dieser Kältemittel gegenüber den bislang eingesetzten synthetischen, fluorierten Kältemitteln werden in Kapitel 7 diskutiert.

## 2.3 Einstufiger Kältemittelkreislauf

### 2.3.1 Kreislauf

Der einstufige Kaltdampfprozess, im Englischen auch als Single Throttling, Single Compression (STSC) bezeichnet, wird in vielen Lehrbüchern ausführlich behandelt, z.B. in BAEHR (1996), CUBE ET AL. (1997a) und WEIGAND ET AL. (2010). Im Folgenden wird dieser Prozess idealisiert für das Kältemittel R744 wiedergegeben. Der einstufige R744-Kaltdampfprozess besteht aus den fünf Hauptkomponenten Verdichter, Gaskühler, Expansionsventil (EXV), Verdampfer und Sammler. Er ist in Abbildung 2.2 als Schema und als p,h-Diagramm dargestellt. Das Kältemittel wird vom Zustand 1 bei Niederdruck  $p_{ND}$  isentrop nach Zustand 2 auf Hochdruck  $p_{HD}$  verdichtet. Da der Hochdruck höher als der kritische Druck ( $p > p_K$ ) ist, liegt ein transkritischer Kreislauf vor. Im Gaskühler erfolgt eine einphasige isobare Wärmeabgabe an die Umgebung bis auf die Umgebungstemperatur  $T_U$  in Punkt 3. Eine irreversible isenthalpe Zustandsänderung von 3 auf 4 erfolgt im Expansionsventil (EXV), in dem das Kältemittel bis in das Nassdampfgebiet auf  $p_{ND}$  entspannt wird. Das Kältemittel verdampft abschließend vollständig im Verdampfer bei isobarer Wärmeaufnahme aus dem Kühlraum und bei der Kühlraumtemperatur  $T_{Kühl}$  (Zustandsänderung von 4 nach 1).

Ist der Hochdruck kleiner als der kritische Druck ( $p < p_K$ ), liegt im Gaskühler von Abbildung 2.2 eine einphasige Enthitzung und Verflüssigung mit eventueller Unterkühlung des Kältemittels vor (subkritischer Prozess).

Der Kaltdampfprozess mit den vier Hauptkomponenten ist für die Kältemittel R1270 und R410A gleich. Für beide Kältemittel liegt in allen Betriebsbedingungen der Transportkühlung ein subkritischer Prozess vor. Anstelle des Gaskühlers wird dort von einem Verflüssiger gesprochen.

### 2.3.2 Kennzahlen eines Kältemittelkreislaufs

Die spezifische Verdichterarbeit  $w_t$  und die spezifische Wärmeaufnahme aus dem Kühlraum bzw. die spezifische Kälte  $q_v$  sind im p,h-Diagramm von Abbildung 2.2 unmittelbar als Enthalpiedifferenzen abzulesen ( $w_t = h_2 - h_1$  und  $q_v = h_1 - h_4$ ). Das Verhältnis von spezifischer Kälteleistung  $q_v$  zur spezifischen Antriebsarbeit  $w_t$  ist die Leistungszahl  $\epsilon$ , im Englischen als Coefficient of Performance (COP) bezeichnet. In Gl. (2.1) ist die Leistungszahl  $\epsilon$  und der COP mit dem Index k gekennzeichnet, da sich die spezifische Verdichterarbeit  $w_t$  auf die kältemittel-seitige Zustandsänderung bezieht. Im Folgenden wird die Kennzahl COP benutzt.

$$\epsilon_k = COP_k = \frac{q_v}{w_t} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.1)$$

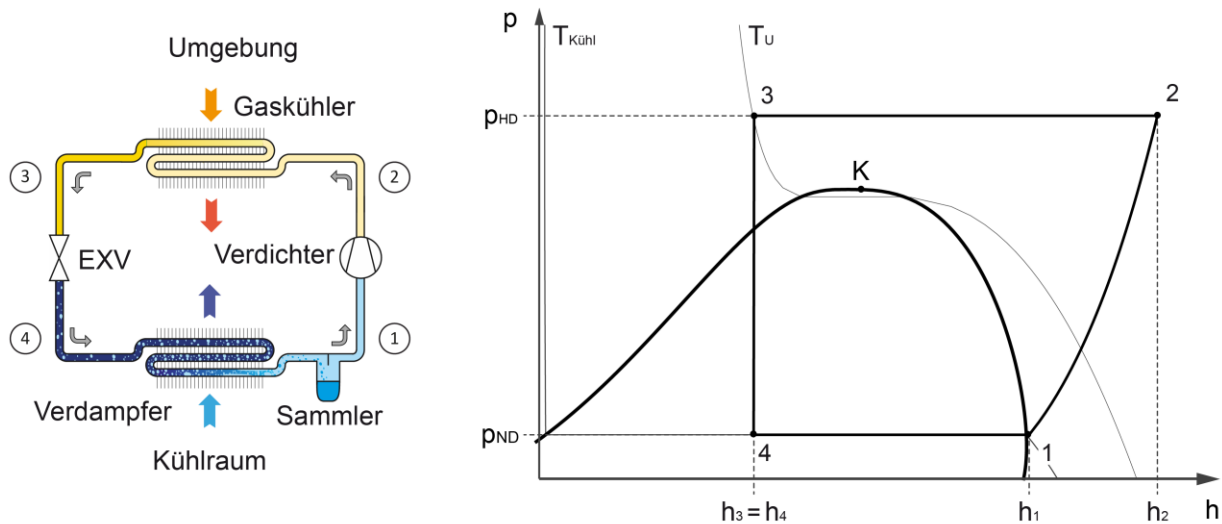


Abbildung 2.2: Einstufiger Kältemittelkreislauf (STSC) für das Kältemittel R744. Der Kreislauf ist links als Fließbild und rechts im p,h-Diagramm dargestellt.

Im Kältemittelkreislauf ist die spezifische Kälte  $q_v$ , die spezifische Verdichterarbeit  $w_t$  sowie der aus beiden Kennzahlen berechnete  $COP$  von der Anwendung (Kühlraumtemperatur und Umgebungstemperatur) sowie den konkreten Kreislaufkomponenten und dem eingesetzten Kältemittel abhängig. Insbesondere bei dem Kältemittel R744 ist darauf zu achten, dass eine maximale Kältemittelabkühlung im Gaskühler vorliegt und die Expansionsverluste verringert werden (siehe KIM & PETTERSEN (2004) und CAVALLINI & ZILIO (2007)). Gegenüber anderen Kältemitteln sind die Verluste im Expansionsventil bei R744 höher, wie die Diskussionen exergetischer Verluste einzelner Komponenten, beispielsweise in CAVALLINI & ZILIO (2007) und LUCAS (2014), zeigen.

Die Verluste im Expansionsventil können durch den Einsatz zusätzlicher Wärmeübertrager zur Verringerung der Kältemitteltemperatur vor dem Expansionsventil oder durch eine Rückgewinnung der im Expansionsventil dissipierten Energie mittels Expander oder Ejektor verringert werden. Expander und Ejektor ersetzen das Expansionsventil und verringern die Leistungsaufnahme des Verdichters.

## 2.4 Zweistufige Kreislaufvarianten

Mehrstufige Kältemittelkreisläufe ermöglichen eine Vielzahl von Verschaltungsvarianten und führen zu einer Steigerung der Effizienz, vor allem durch die Minimierung der Expansionsverluste (vgl. TORRELLA ET AL. (2009) und CUBE ET AL. (1997a), S. 131 ff.). Die Komplexität steigt stark mit der Stufenzahl an. Die vorliegende Arbeit beschränkt sich daher auf zweistufige Kältemittelkreisläufe. Die nachfolgend diskutierten Kreislaufverschaltungen sind eine Auswahl zweistufigen Kreislaufprozesse für die Kühl- und Kältetechnik, wie sie beispielsweise in der Literatur bei PÖTTKER (2012), CECCHINATO & CHIARELLO (2009), CAVALLINI & ZILIO (2007) und LEMKE (2005) zu finden sind. Diese Kreisläufe stellen in Bezug auf die Effizienz aussichtsreiche Verschaltungen für die Transportkühlung dar.

Es werden die folgenden Kreislaufverschaltungen exemplarisch für das Kältemittel R744 diskutiert, die aber auch für andere Kältemittel, wie beispielsweise R1270 und R410A, geeignet sind:

- Zweistufiger Basiskältemittelkreislauf
- Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck
- Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche
- Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern

Für die Kältemittelkreisläufe werden vereinfachend isobare Zustandsänderungen in den Wärmeübertragern und isentrope Zustandsänderungen bei der Verdichtung angenommen. Am Verdampferaustritt liegt gesättigter Dampf vor.

### 2.4.1 Zweistufiger Basiskältemittelkreislauf

Der einstufige Kältemittelkreislauf aus Abbildung 2.2 mit Verdichtung von Nieder- auf Hochdruck wird im zweistufigen Basiskreislauf durch zwei Verdichter realisiert; im englischen wird dieser Kreislauf u.a. als Single Throttling Double Compression (STDC) bezeichnet. Weitere Modifikationen liegen nicht vor.

Der zweistufige Basiskreislauf kann dem in Kapitel 2.4.2 diskutierten Kreislauf und dem Fließschemata aus Abbildung 2.3 links bei geschlossenem Expansionsventil EXV-IWT entnommen werden. Die dann vorliegenden Zustandsänderungen werden in dem p,h-Diagramm aus Abbildung 2.3 (rechts) durch die durchgängigen Linien dargestellt. Die Zustände sind mit dem Index „Basis“ gekennzeichnet. Kältemittel wird in zwei Verdichtungsstufen bzw. Verdichtern (ND- und HD-Verdichter) isentrop von Nieder- auf Mittel- und Hochdruck von Punkt  $1_{\text{Basis}}$  bis Punkt  $4_{\text{Basis}}$  mit  $2_{\text{Basis}} = 3_{\text{Basis}}$  verdichtet. Bei Hochdruck erfolgt eine isobare Wärmeabgabe an die Umgebung im Gaskühler (Punkt  $4_{\text{Basis}}$  bis  $5_{\text{Basis}}$ ). Da das Expansionsventil EXV-IWT geschlossen ist, ist  $5_{\text{Basis}} = 6_{\text{Basis}}$  und es folgt die irreversible isenthalpe Entspannung des Kältemittels im Expansionsventil EXV auf Niederdruck zu Punkt  $7_{\text{Basis}}$ . Zwischen den Punkten  $7_{\text{Basis}}$  und  $1_{\text{Basis}}$  erfolgt eine vollständige isobare Verdampfung. Dabei wird die spezifische Kälte  $q_{V, \text{Basis}} = h_{1, \text{Basis}} - h_{7, \text{Basis}}$  an den Kühlraum übertragen.

Die Expansion des Kältemittels ist gegenüber einer idealen (reversibel adiabaten) Zustandsänderung entlang einer Isentrope ( $s=\text{konst.}$ ) verlustbehaftet. Der spezifische Verlust ist Abbildung 2.3 durch die Enthalpiedifferenz  $\Delta h_1$  zu entnehmen. Die Enthalpiedifferenz bzw. die Dissipationsenergie  $\Delta h_1$  wird dem Kältemittel zugeführt. Im beschriebenen Prozess ist die spezifische Kälteleistung  $q_{V, \text{Basis}}$  aufgrund der Enthalpiedifferenz  $\Delta h_1$  kleiner als im idealen Prozess.

### 2.4.2 Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck

Ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager (IWT) bei Mitteldruck (engl. Double Throttling Double Compression Split Cycle (DTDC\_SC)) ist in Abbildung 2.3 als Fließschema und als p,h-Diagramm mit den Zustandsänderungen (gestrichelte Linien) darge-

stellt. Das Kältemittel wird von Nieder- auf Mitteldruck (Punkt 1 bis Punkt 2) und anschließend von Mittel- auf Hochdruck (Punkt 3 bis Punkt 4) verdichtet. Kältemittel aus Punkt 2 wird mit Kältemittel aus Punkt 9 gemischt, dessen Mischung Punkt 3 beschreibt. Im Punkt 4 schließt sich die isobare Wärmeabgabe an die Umgebung im Gaskühler bis Punkt 5 an. Kältemittel wird in zwei Teilmassenströme aufgeteilt ( $\dot{m}_{\text{Gaskühler}} = \dot{m}_V + \dot{m}_{\text{IWT}}$ ). Ein Teilmassenstrom  $\dot{m}_{\text{IWT}}$  wird im Expansionsventil EXV-IWT auf Mitteldruck gedrosselt (Punkt 8) und durchströmt unter Wärmeaufnahme den IWT. Das Kältemittel verdampft, überhitzt und wird dem HD-Verdichter zurückgeführt (Punkt 9). Der zweite Teilmassenstrom  $\dot{m}_V$  kühlt aufgrund der Wärmeabgabe im IWT bis Punkt 6 ab. Es folgt eine irreversible isenthalpe Entspannung des Kältemittels im Expansionsventil EXV auf Niederdruck bis zum Punkt 7. Zwischen den Punkten 7 und 1 erfolgt eine vollständige isobare Verdampfung. Die spezifische Kälte  $q_V = h_1 - h_7$  wird an den Kühlraum übertragen.

Der spezifische Verlust im Expansionsventil gegenüber einer reversibel adiabaten Expansion entlang einer isentropen Zustandsänderung ( $s=\text{konst.}$ ) beträgt  $\Delta h_2$ . Die Enthalpiedifferenz bzw. die Dissipationsenergie  $\Delta h_2$  wird dem Kältemittel zugeführt.

Die spezifische Kälte  $q_V$  ist beim zweistufigen Kreislauf mit internem Wärmeübertrager (IWT) größer als im zweistufigen Basiskreislauf  $q_{V,\text{Basis}}$  ( $q_V > q_{V,\text{Basis}}$ ) aus Kapitel 2.4.1. Gleichzeitig ist der Massenstrom durch den Verdampfer im erstgenannten Fall kleiner;  $\dot{m}_V = \dot{m}_{V,\text{Basis}} - \dot{m}_{\text{IWT}}$ . Die Kälteleistung beider Kreisläufe ist gleich ( $\dot{Q}_V = \dot{Q}_{V,\text{Basis}}$ ), wenn gleiche Massenströme im Gaskühler und  $h_9 = h_1$  angenommen werden, wie die Umformungen von Gl. (2.3) zeigen. Hierzu wird eine Energiebilanz um den IWT mit Gl. (2.2) herangezogen.

Die gleichen Kälteleistungen beider Kreisläufe und der geringere Massenstrom im Verdampfer beim zweistufigen Kältemittelkreislauf mit IWT bei Mitteldruck  $\dot{m}_V$  ermöglichen folgende Schlussfolgerungen: Die Leistungsaufnahme des ND-Verdichters im zweistufigen Kältemittel-

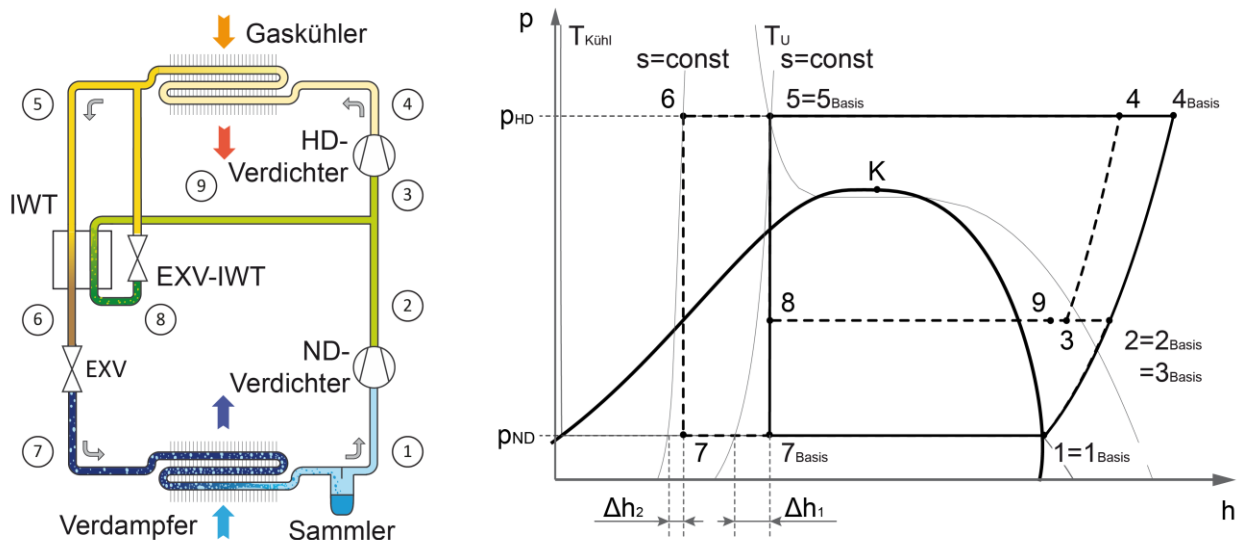


Abbildung 2.3: Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager (DTDC\_SC) für das Kältemittel R744. Bei geschlossenem Expansionsventil (EXV-IWT) liegt der zweistufige Basiskältemittelkreislauf als Sonderfall vor. Die Kreisläufe sind links als Fließbild und rechts im p,h-Diagramm dargestellt.

kreislauf mit IWT bei Mitteldruck ist geringer und deshalb ist die energetische Effizienz höher als beim zweistufigen Basiskreislauf. Effizienzsteigernd wirken zudem geringere Eintrittstemperaturen am HD-Verdichter sowie geringere spezifische Dissipationsenergien im Expansionsventil

$$\dot{m}_V \cdot (h_5 - h_6) = \dot{m}_{IWT} \cdot (h_9 - h_8) \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_V &= \dot{m}_V \cdot (h_1 - h_7) \\ &= \dot{m}_V \cdot (h_1 - h_{7, \text{Basis}}) + \dot{m}_{IWT} \cdot (h_9 - h_8) = \dot{m}_{V, \text{Basis}} \cdot (h_1 - h_{7, \text{Basis}}) \end{aligned} \quad (2.3)$$

( $\Delta h_2 < \Delta h_1$ ). Diese Überlegungen werden durch Literaturverweise bestätigt. Simulative Untersuchungen für das Kältemittel R744 zeigen Effizienzverbesserungen durch den IWT von 22% in CAVALLINI ET AL. (2005) für Klimatisierungsanwendungen und von 14% in CECCHINATO & CHIARELLO (2009) für eine Umgebungstemperatur von 30°C und Verdampfungstemperatur von -30°C auf.

### 2.4.3 Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche

Abbildung 2.4 zeigt einen zweistufigen Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche (engl. Double Throttling Double Compression Open Flash Tank (DTDC\_OFT)). Links ist das Fließschema und rechts die Zustandsänderungen im p,h-Diagramm dargestellt. Das Kältemittel wird in zwei Verdichtungsstufen von Nieder- auf Mittel- und Hochdruck bis zum Punkt 4 isentrop komprimiert. Nach der isobaren Wärmeabgabe im Gaskühler wird das Kältemittel im Expansionsventil EXV 1 auf Mitteldruck ins Nassdampfgebiet gedrosselt. Dampf- und Flüssigphase werden in der Mitteldruckflasche voneinander getrennt. Die Dampfphase wird dem HD-Verdichter zugeführt, dessen Eintrittstemperatur in Punkt 3 sich aus der Mischung von Punkt 2

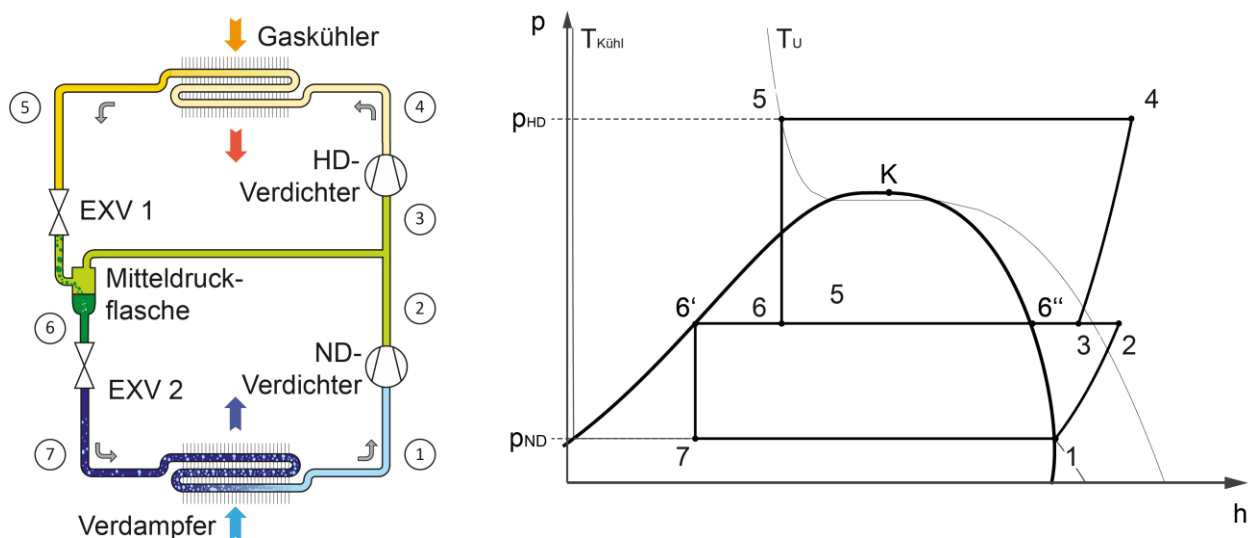


Abbildung 2.4: Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche (DTDC\_OFT) für das Kältemittel R744. Der Kreislauf ist links als Fließbild und rechts im p,h-Diagramm dargestellt.

und Punkt 6" ergibt. Die Flüssigphase wird in einem zweiten Expansionsventil EXV 2 isenthalp auf Niederdruck entspannt. Die Drosselung im EXV 2 erfolgt gegenüber dem zweistufigen Basiskreislauf bei geringeren spezifischen Enthalpien, womit eine Verringerung des Exergieverlustes im Expansionsventil einhergeht.

Wird für den zweistufigen Kältemittelkreislauf mit Mitteldruckflasche (DTDC\_OFT) eine ideale Phasentrennung und für den zweistufigen Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (DTDC\_SC) eine minimale Überhitzung sowie eine ideale Wärmeübertragung im internen Wärmeübertrager angenommen, so sind beide genannten Kreisläufe thermodynamisch identisch. Ein idealer interner Wärmeübertrager ist damit äquivalent zu einer idealen Mitteldruckflasche. Für beide Kreisläufe ist die spezifische Eintrittsenthalpie am Verdampfer gleich (MATHISON ET AL. (2011) und WANG ET AL. (2009)). In CECCHINATO & CHIARELLO (2009) beträgt die Effizienzverbesserung 14% bei einer Umgebungstemperaturen von 30°C und einer Verdampfungstemperatur von -30°C gegenüber dem zweistufigen Basiskreislauf aus Kapitel 2.4.1. Die Effizienzverbesserung ist identisch zu dem zweistufigen Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (DTDC\_SC) nach Kapitel 2.4.2.

#### 2.4.4 Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern

Ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit zwei parallel arbeitenden Verdichtern, im Englischen als Double Throttling Auxilliary Compressor Open Flash Tank (DTAC\_OFT) bezeichnet, zeigt Abbildung 2.5. Durch die parallele Verdichtung unterscheidet sich diese Kreislaufverschaltung von den bisherigen Verschaltungen mit serieller Verdichtung. Kältemittel wird im Verdichter 2 vom Nieder- zum Hochdruck in einer Verdichtungsstufe von Punkt 1 bis zum Punkt 2 komprimiert. Es folgt die Wärmabgabe an die Umgebung im Gaskühler bis zum Punkt 3 und die Expansion ins Nassdampfgebiet im Expansionsventil EXV 1 auf Mitteldruck (Punkt 4). Die Dampfphase wird in der Mitteldruckflasche von der Flüssigphase getrennt und dem parallel

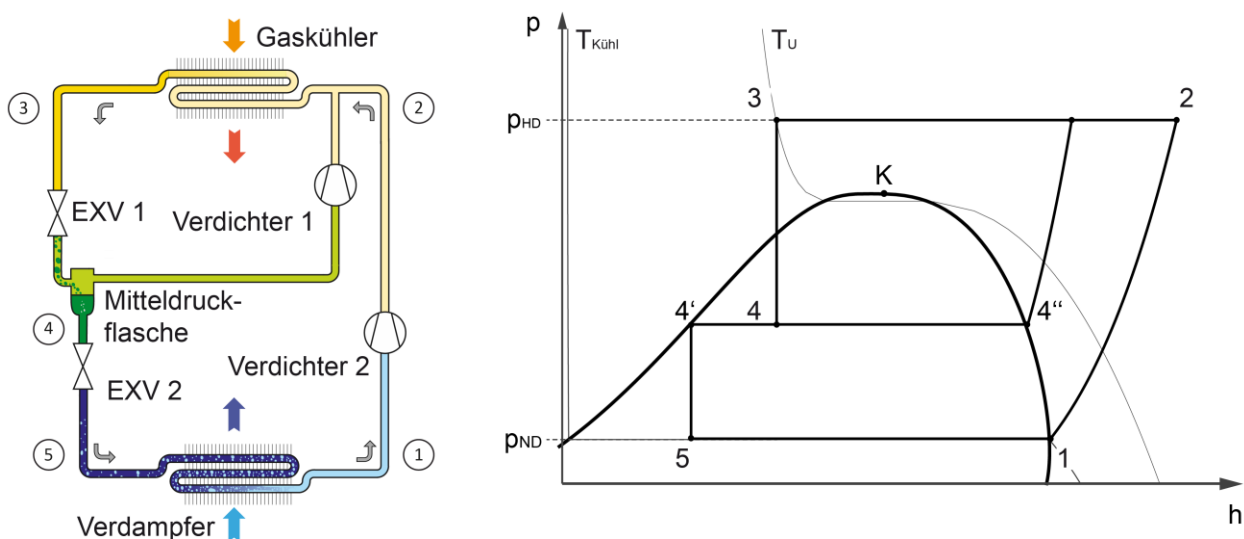


Abbildung 2.5: Zweistufiger Kältemittelkreislauf mit parallel arbeitenden Verdichtern (DTAC\_OFT) für das Kältemittel R744. Der Kreislauf ist links als Fließbild und rechts im p,h-Diagramm dargestellt.

arbeitenden Verdichter 1 zugeführt, der diese auf Hochdruck verdichtet. Die Flüssigphase wird in einem zweiten Expansionsventil EVX 2 auf Niederdruck entspannt und dem Verdampfer zugeführt.

Anstelle der Mitteldruckflasche kann auch ein interner Wärmeübertrager für diesen Kreislauf zum Einsatz kommen.

## 2.5 Optimaler Hoch- und Mitteldruck

In den vorgestellten R744-Kältemittelkreisläufen aus Kapitel 2.4 können der Hochdruck und bei zweistufigen Kreisläufen zusätzlich der Mitteldruck variiert und hinsichtlich Energieeffizienz optimiert werden.

### 2.5.1 Hochdruck

In den diskutierten ein- und zweistufigen R744-Kältemittelkreisläufen wird der Hochdruck über Expansionsventile gesteuert. Der Hochdruck  $p_{HD}$  kann im transkritischen Prozess ( $p_{HD} > p_{K, R744} = 73,8 \text{ bar}$ ) frei gewählt werden. Im subkritischen Prozess ( $p_{HD} < p_{K, R744} = 73,8 \text{ bar}$ ) stellt der Kondensationsdruck  $p'_K$  des Kältemittels im Gaskühler die untere Begrenzung für den Hochdruck dar ( $p_{HD} \geq p'_K$ ). Eine Unterkühlung des Kältemittels liegt bei  $p_{HD} > p'_K$  vor, was die Regelbarkeit des Kältemittelkreislaufs verbessert (vgl. CUBE ET AL. (1997a), S. 120).

Für den transkritischen und subkritischen Prozess nehmen mit steigendem Hochdruck die spezifische Kälteleistung und die Leistungsaufnahme der Verdichter zu. Das Verhältnis beider Größen wird durch den in Gl. (2.1) definierten  $COP_K$  beschrieben, welcher in Abhängigkeit vom Hochdruck ein Maximum aufweist. Im Maximum liegt der optimale Hochdruck vor.

Der optimale Hochdruck ist von Betriebs- und Lastzuständen des Kältemittelkreislaufs abhängig, insbesondere von den thermodynamischen Zuständen von Nieder- und Hochdruckseite sowie den Verdichtern (vgl. SARKAR ET AL. (2004) und LIAO ET AL. (2000)).

### 2.5.2 Mitteldruck

In den zweistufigen Kältemittelkreisläufen wird der Mitteldruck durch die beiden Verdichter (Hubvolumen, Kolbenanzahl, Drehzahl) sowie den Betriebspunkt (Nieder- und Hochdruck, Kältemittelmassenstrom bei Mitteldruck, Überhitzungen an den Verdichtereintritten) bestimmt. Eine variable Drehzahl je Verdichter ermöglicht den Mitteldruck frei zu wählen.

Der Mitteldruck hat einen wichtigen Einfluss auf die Gesamteffizienz des Kältemittelkreislaufs, wie TORRELLA ET AL. (2009) und CUBE ET AL. (1997a), S. 131 zeigen. Zur Abschätzung des optimalen Mitteldrucks  $p_{MD, opt}$  sind in der Literatur mehrere Ansätze bekannt, worüber u.a. TORRELLA ET AL. (2009) und MARTÍNEZ-BALLESTER ET AL. (2011) einen Überblick geben. Vielfach wird das geometrische Mittel aus Verdampfungs- und Kondensationsdruck ( $p'_V$  und  $p'_K$ ) nach Gl. (2.4) herangezogen (vgl. CUBE ET AL. (1997a), S. 131 und BAEHR (1996), S. 409), wobei dieser Ansatz nur sehr eingeschränkt gilt (Annahmen: ideales Gas, isentrope Verdichtung, gleiche Verdichtereintrittstemperaturen und Kältemittelmassenströme im ND- und HD-

Verdichter). Ein weiterer Ansatz zur Abschätzung des optimalen Mitteldrucks ist zunächst auf die mittlere Verdampfungstemperatur  $T'(p_{MD, opt})$  ausgerichtet, die als Mittelwert aus Verdampfungs- und Kondensationstemperatur ( $T'_V$  und  $T'_K$ ) gebildet wird (Gl. (2.5)) und im zweiten Schritt den dazu korrespondierenden Mitteldruck bestimmt. Diese Zusammenhänge sind in jeweils identischen Gleichungen von DOMANSKI (1995) und OUADHA ET AL. (2005) dargestellt.

Der optimale Mitteldruck wird für den zweistufigen Basiskältemittelkreislauf simulativ für die Kältemittel R717 und R404A in MARTÍNEZ-BALLESTER ET AL. (2011) abgeschätzt und mit den oben aufgeführten Ansätzen verglichen. Die beiden genannten Ansätze geben den optimalen Mitteldruck für den Fall realer Verdichterkennlinien hinreichend genau wieder. Dagegen kommen MANOLE (2006) und SRINIVASAN (2011) für R744 zu dem Ergebnis, dass für die untersuchten Kälteanwendungen die beiden Gl. (2.4) und (2.5) den Mitteldruck zu gering wiedergeben.

$$p_{MD, opt} = \sqrt{p'_V \cdot p'_K} \quad (2.4)$$

$$T'(p_{MD, opt}) = 0,5 \cdot (T'_V + T'_K) \quad (2.5)$$

## 2.6 Identifikation des optimalen Kältemittelkreislaufs

Die in 2.4 Kapitel vorgestellten Kältemittelkreisläufe werden im Folgenden simulativ hinsichtlich der Energieeffizienz für die Kältemittel R744, R1270 und R410A bewertet. Die einzelnen Kältekreisläufe werden in Kapitel 2.6.1 unter Einbeziehung der Randbedingungen der Transportkühlung durch vereinfachte numerische Modelle beschrieben. Die Simulationen werden in Kapitel 2.6.2 durchgeführt und die Ergebnisse bewertet.

### 2.6.1 Modellerstellung

Vereinfachte Modellierungsansätze mit geringem Rechenaufwand werden beispielsweise von CAVALLINI & ZILIO (2007), CECCHINATO & CHIARELLO (2009) und LLOPIS ET AL. (2015) zur Bewertung unterschiedlicher Kältemittelkreisläufe herangezogen. Die Modelle beinhalten jeweils die Vorgabe von Verdampfungs- und Kondensationstemperatur. Darüber hinaus unterscheiden sich die Modelle nur geringfügig. Thermophysikalische Einflüsse der Kältemittel, beispielsweise auf den Wärmeübergang und den Druckverlust, bleiben unberücksichtigt.

Der vereinfachte Modellierungsansatz wird in dieser Arbeit zur Bewertung der sehr unterschiedlichen Kältemittelkreisläufe für die drei Kältemittel R744, R1270 und R410A herangezogen. Die Kältemittelkreislaufkomponenten werden hierzu mit den nachfolgenden Vorgaben beschrieben:

#### Wärmeübertrager

Die Wärmesenke des Gaskühlers bzw. des Verflüssigers und die Wärmequelle des Verdampfers haben jeweils eine konstante Temperatur.



- Gaskühler bzw. Verflüssiger:

Die Kältemittelzustandsgrößen am Austritt werden vorgegeben. Im subkritischen Betrieb wird gesättigte Flüssigkeit und eine Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel von  $dT = 10 \text{ K}$  angenommen. Im transkritischen Betrieb wird von einer Temperaturdifferenz zwischen beiden Fluiden von  $dT = 3 \text{ K}$  ausgegangen; der Hochdruck wird optimal gewählt. Ähnliche Annahmen werden beispielsweise auch in CAVALLINI & ZILIO (2007), CECCHINATO & CHIARELLO (2009) und LLOPIS ET AL. (2015) herangezogen.

- Verdampfer:

Für den Verdampfer wird eine Temperaturdifferenz von  $dT = 10 \text{ K}$  zwischen Luft und Kältemittel angenommen. Am Verdampferaustritt liegt gesättigter Dampf vor.

- Interner Wärmeübertrager (IWT):

Der interne Wärmeübertrager wird über eine Wärmeübertragereffizienz beschrieben, die den übertragenen Wärmestrom im Verhältnis zu einem maximalen Wärmestrom aus maximaler Temperaturdifferenz zwischen den im Gegenstrom eintretenden Temperaturen beschreibt. Entsprechender Ansatz wird auch in LLOPIS ET AL. (2015) und GE & TASSOU (2011) verwendet. Es wird eine ideale Wärmeübertragung mit einer konstanten Wärmeübertragereffizienz von 100% gewählt. Die Überhitzung bei Mitteldruck wird auf 5K geregelt.

### Sammler und Expansionsventil

Im Sammler liegt eine ideale Phasentrennung der Dampf- und Flüssigphase vor. Für das Expansionsventil wird eine isenthalpe Drosselung angenommen.

### Verdichter

Die mechanische Leistungsaufnahme des Verdichters wird über den effektiven isentropen Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen, mech}}$  abgeschätzt. Ausführlich wird dieser mit zwei weiteren Verdichterkenngrößen im Anhang in Kapitel C.1.1 vorgestellt. Der effektive isentrope Verdichtungswirkungsgrad, auch als Gütegrad bezeichnet, beschreibt die Güte der Verdichtung im Vergleich zur idealen isentropen Verdichtung.

Der effektive isentrope Wirkungsgrad ist im Allgemeinen vom Verhältnis von Hochdruck zu Saugdruck (Druckverhältnis  $\pi$ ), der Verdichterdrehzahl  $n$  und der Verdichterbauform abhängig. In Kältemittelkreisläufen mit dem Kältemittel R744 liegen gegenüber R1270 oder R410A aufgrund der Stoffeigenschaften höhere Drücke bei gleichzeitig geringeren Druckverhältnissen vor. Verdichter sind auf diese Anforderungen abzustimmen, weshalb die Verdichtermodellierung nachfolgend getrennt für R744 und gemeinsam für R1270 und R410A erfolgt.

Exemplarisch ist der effektive isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen, mech}}$  von zwei einstufigen Verdichtern mit den Kältemitteln R744 (schwarze Rauten) und R410A (weiße Quadrate) in Abhängigkeit vom Druckverhältnis  $\pi$  bei konstanter Drehzahl von  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  in Abbildung 2.6 dargestellt. Der effektive isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen, mech}}$  ist auf die mechanische Wellenleistung bezogen. Bei den Verdichtern handelt es sich um einen R744-Tauchkolbenver-

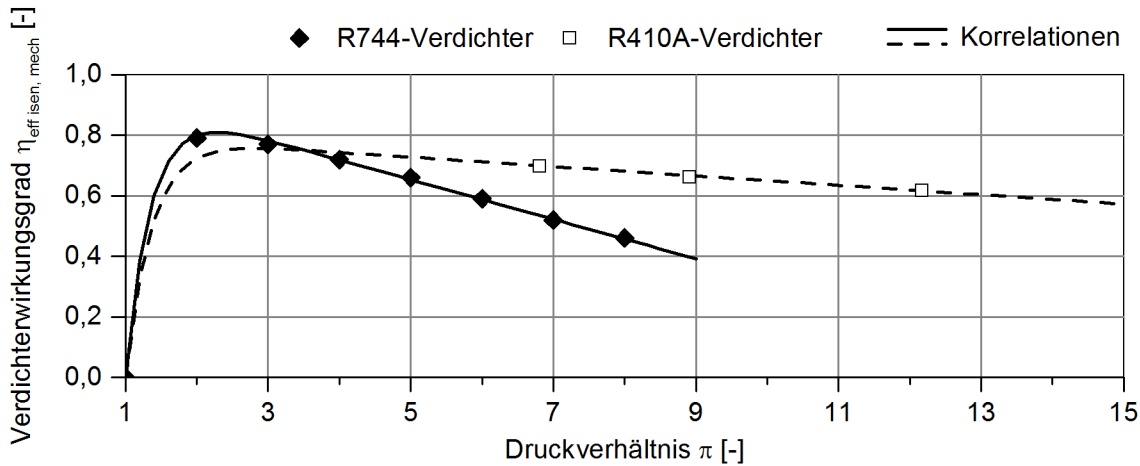


Abbildung 2.6: Effektiv isentroper Verdichterwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis. Es sind experimentelle Messdaten für einen R744- und einen R410A-Kolbenverdichter sowie die Korrelationen zur Beschreibung der beiden Verdichter dargestellt.

verdichter aus FÖRSTERLING (2003) und einen R410A-Hubkolbenverdichter der Reihe FKX40 von einem externen Projektpartner. Der effektive isentrope Wirkungsgrad verschlechtert sich in beiden Fällen mit steigendem Druckverhältnis  $\pi$ . Die experimentellen Daten der beiden Verdichter werden durch Korrelationen wiedergegeben. Die durchgezogene Linie zeigt die Korrelation des R744-Verdichters, die gestrichelte Linie die Korrelation des R410A-Verdichters. Für R410A muss die Korrelation für kleine Druckverhältnisse aufgrund fehlender Messdaten extrapoliert werden. In diesem Bereich orientiert sich die Korrelation am R744-Verdichter.

Die vorgestellten Korrelationen werden im folgenden Kapitel 2.6.2 für die Simulation unterschiedlicher Kreislaufkonfigurationen mit Kältemittelverdichtungen in ein und zwei separaten Stufen verwendet. Die Kühlraumtemperatur beträgt  $-20^{\circ}\text{C}$ , während die Umgebungstemperatur zwischen  $10^{\circ}\text{C}$  bis  $50^{\circ}\text{C}$  variiert. In den Kreisläufen liegen am Verdichter Druckverhältnisse von 2 bis 8 für R744 und 2 bis 14 für R1270 und R410A vor.

Die ein- und zweistufige Verdichtung in diesen weiten Druckbereichen wird mit den in Kapitel 4 vorgestellten Verdichtern nicht experimentell abgedeckt.

## 2.6.2 Optimaler Kältemittelkreislauf für verschiedene Kältemittel

Die beiden zweistufigen Kältemittelkreisläufe mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (DTDC\_SC) oder mit Mitteldruckflasche (DTDC\_OFT) sowie der zweistufige Kältemittelkreislauf mit parallel arbeitendem Verdichter (DTDC\_AC) aus Kapitel 2.4 werden energetisch bewertet. Neben den Kreislaufverschaltungen werden Kältemittel (R744, R1270 und R410A) und die Umgebungstemperatur in einem Intervall zwischen  $10$  und  $50^{\circ}\text{C}$  variiert. Die Kühlraumtemperatur ist konstant, sie beträgt  $-20^{\circ}\text{C}$  (Verdampfungstemperatur =  $-30^{\circ}\text{C}$ ). Bewertungskriterium ist der  $COP_k$  nach Gl. (2.1).

Für jede Kombination wird der  $COP_k$  berechnet, wobei dieser für jedes Kältemittel in Relation zum Ergebnis des einstufigen Kältemittelkreislaufs (STSC) bei einer Umgebungstemperatur von  $T_U = 30^{\circ}\text{C}$  gesetzt wird (Normierung). Die grafische Darstellung erfolgt für jedes Kältemittel in

Abbildung 2.7 separat bei Variation der Umgebungstemperatur und der Kreislaufverschaltung als weitere Parameter.

Der Mitteldruck bzw. die zum Mitteldruck korrespondierende Verdampfungstemperatur  $T'(p)$  ist mit  $T'(p) = -10^\circ\text{C}$  für alle zweistufigen Kältemittelkreisläufe gewählt. Der Mitteldruck ist damit nicht optimal gewählt, ermöglicht aber damit die Kühlung von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen mit dem in Kapitel 2.7 vorgestellten Ansatz.

Den drei Diagrammen mit R744 (oben), R1270 (Mitte) und R410A (unten) aus Abbildung 2.7 sind die beiden zweistufigen Kältemittelkreisläufe mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (DTDC\_SC) oder mit Mitteldruckflasche (DTDC\_OFT) als beste Kreisläufe mit den

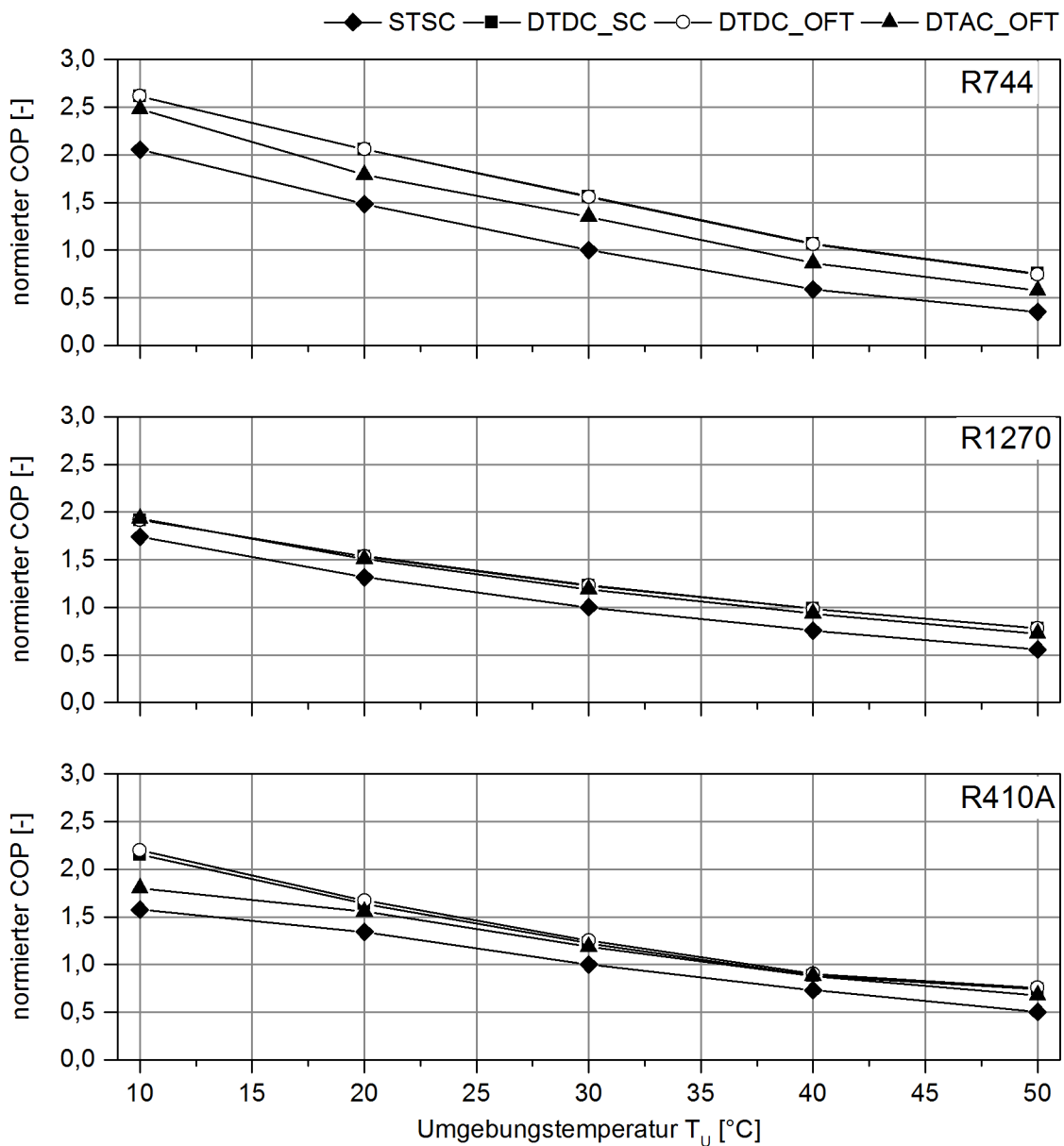


Abbildung 2.7: Normierter  $COP$  für unterschiedliche Kältemittelkreisläufe bei mittlerer Verdampfungstemperatur von  $T'(p_{MD}) = -10^\circ\text{C}$  und Variation der Umgebungstemperatur. Die Kältemittel sind: R744 (oben), R1270 (Mitte) und R410A (unten).

höchsten Effizienzen zu entnehmen. In beiden Kreisläufen werden nahezu gleiche Effizienzen erreicht, deshalb die Punkte in Abbildung 2.7 größtenteils übereinander liegen. Gegenüber dem einstufigen Kältemittelkreislauf (STSC) ergeben sich für die beiden zweistufigen Verschaltungen Verbesserungen von etwa 23% bis 56% bei einer Umgebungstemperatur von 30°C. Die höchsten Steigerungen liegt hierbei für das Kältemittel R744 vor. Nur leicht schlechter ist die Kreislaufverschaltung DTAC\_OFT für die beiden Kältemittel R1270 und R410A.

Die in Abbildung 2.7 dargelegten Tendenzen werden auch auf für optimale Mitteldrücke ermittelt und decken sich weitgehend mit den Literaturangaben von CECCHINATO & CHIARELLO (2009).

### 2.7 Kreislaufvarianten in Kühlfahrzeugen

In der Lkw-Transportkühlung ist der einstufige Kältemittelkreislauf aus Kapitel 2.3 weit verbreitet. Der einstufige Kältemittelkreislauf wird ebenfalls für die in Kapitel 2.1 genannten Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge mit bis zu drei Kammern und individuellen Kühlraumtemperaturen verwendet. Hierzu verfügt jede Kammer über einen eigenen separaten Verdampfer. Ein einstufiger Kältemittelkreislauf mit drei Verdampfern zeigt Abbildung 2.8 auf der linken Seite. Durch Öffnen und Schließen der Expansionsventile (EXV 1, EXV 2, EXV 3) sind die Verdampfer zeitweise mit dem Kältemittelkreislauf verbunden und ermöglichen damit die individuelle Kühlung jeder einzelnen Kammer (BURKE & GROSSKOPF (2011)). Eine gleichzeitige Kühlung mehrerer Kammern kann allein bei einem gemeinsamen Niederdruck erfolgen, wobei dieser durch die niedrigste Kühlraumtemperatur bestimmt wird (SMYTH ET AL. (2010)). Alternativ sind unterschiedliche Verdampfungstemperaturen bzw. Verdampfungsdrücke in den einzelnen Kammern durch zusätzliche Expansionsorgane (Verdampfungsdruckventile) nach den Verdampfern zu realisieren. Auf das Verdampfungsdruckventil wird in Kapitel 6.1 eingegangen.

Zweistufige Kältemittelkreisläufe, wie in Kapitel 2.4 vorgestellt, werden in der Wissenschaft und von Transportkälteanlagen-Herstellern wie ThermoKing, Carrier, Frigoblock und Mitsubishi untersucht bzw. in ersten Baureihen kommerziell eingesetzt. Entsprechende Aktivitäten dieser Hersteller können aus Veröffentlichungen von SMYTH ET AL. (2010) zu ThermoKing, (Carrier Transicold März 2017) und STUMPF ET AL. (2011) zu Carrier, BURKE & GROSSKOPF (2011) zu Frigoblock und MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD. zu Mitsubishi entnommen werden. Nachfolgend wird genauer auf die Veröffentlichung von Frigoblock eingegangen, da dort ein vielversprechendes Konzept für Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge vorgestellt wird.

In BURKE & GROSSKOPF (2011) wird ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck vorgestellt, der eine effiziente und gleichzeitige Kühlung bei zwei Verdampfungstemperaturen bzw. zwei Druckniveaus für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug ermöglicht. Kälte wird für verderbliche Produkte (Normalkühlung) bei Mitteldruck und für gefrorene Produkte (Tiefkühlung) bei Niederdruck bereitgestellt. Diese Verschaltung ist in Abbildung 2.8 rechts auf ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug mit drei Kammern und dem Kältemittel R744 übertragen. Kälte für die Tiefkühlung wird durch Verdampfer 1 und Kälte für die Normalkühlung in den Kammern 2 und 3 durch Verdampfer 2 und 3 bereitgestellt. Hierzu ist das Absperrventil 2 geöffnet und das Absperrventil 1 geschlossen. Werden im

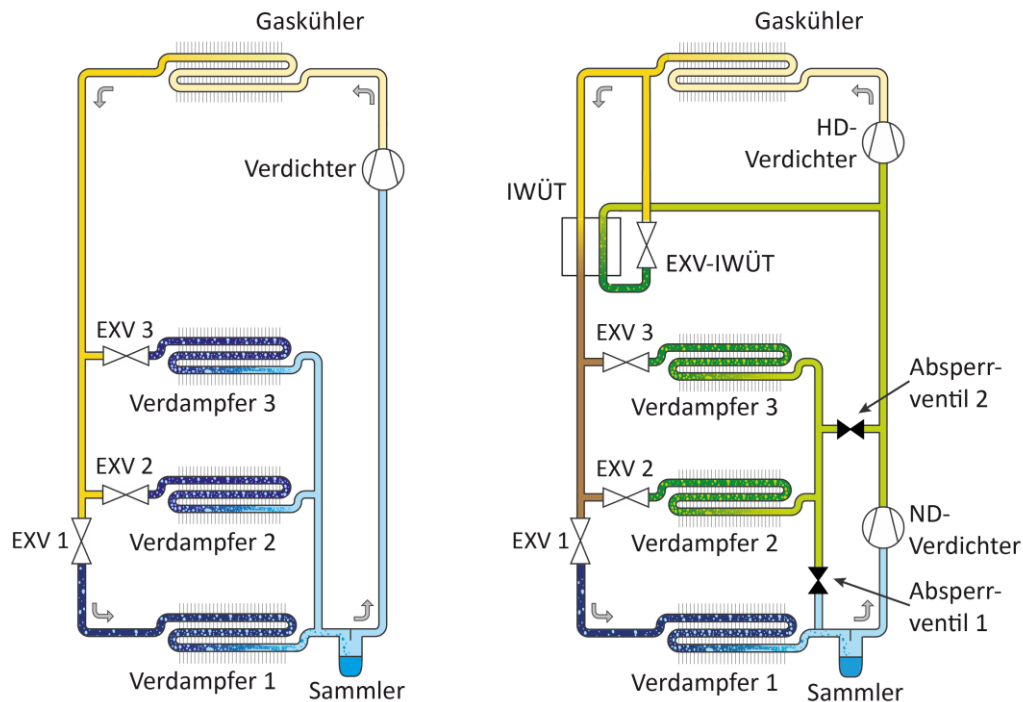


Abbildung 2.8: Einstufiger Kältekreislauf (links) und zweistufiger Kältekreislauf mit IWT bei Mitteldruck (rechts) mit jeweils drei Verdampfern für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug.

Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug ausschließlich Waren der Tief- oder Normalkühlung transportiert, werden alle drei Verdampfer bei Niederdruck betrieben. In diesem Fall ist das Absperrventil 1 geöffnet und das Absperrventil 2 geschlossen.

Das Konzept von BURKE & GROSSKOPF (2011) zur Kühlung eines Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugs bei Nieder- und Mitteldruck wird in dieser Arbeit aufgegriffen. Es werden experimentelle und simulative Untersuchungen hierzu in den Kapitel 3 und 6 durchgeführt.

## 2.8 Zusammenfassung

In der Transportkühlung mit Verdampfungstemperaturen von unter  $-30^{\circ}\text{C}$  kommen vorwiegend einstufige Kältemittelkreisläufe für Ein- und Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge zum Einsatz. Als Kältemittel werden überwiegend die synthetischen, fluorierten Gemische R404A und R410A verwendet.

Als Alternative und als effizientere Lösung werden in Kapitel 2.4 mehrere zweistufige Kältemittelkreisläufe vorgestellt. Einige dieser Kreisläufe werden bereits wissenschaftlich untersucht und sind in ersten kommerziellen Transportkälteanlagen eingesetzt. Das Betriebsverhalten der einzelnen Kreisläufe wird mit einer Simulation rechnerisch ermittelt und bewertet. Die in Kapitel 2.5 dargestellten Ausführungen identifizieren die beiden zweistufigen Kältemittelkreisläufe mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (DTDC\_SC) und mit Mitteldruckflasche (DTDC\_OFT) als optimale Verschaltung.

Der durch den internen Wärmeübertrager oder durch die Mitteldruckflasche dem HD-Verdichter zugeführte Massenstrom kann beim zweistufigen Kältemittelkreislauf mit internem

Wärmeübertrager bei Mitteldruck in einem größeren Bereich variiert werden (vgl. WANG ET AL. (2009)). Der interne Wärmeübertrager kann in ein neuartiges Regelungskonzept zur Kühlung von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen integriert werden, wie Kapitel 6.1 zeigen wird.

In den folgenden Kapiteln wird ausschließlich der zweistufige Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (DTDC\_SC) betrachtet.

## 3 Versuchsanlage und experimentelle Untersuchungen

Es wurde eine praxisnahe zweistufige Versuchskälteanlage mit dem Kältemittel R744 errichtet, die eine breite Variation von Umgebungs- und Betriebsparametern ermöglicht. Die Versuchskälteanlage wird hinsichtlich der eingesetzten Komponenten und der Messtechnik in Kapitel 3.1 beschrieben. Die aus den Messdaten berechneten Bewertungsgrößen wie Kälteleistung und energetische Effizienz werden in Kapitel 3.2 vorgestellt. Die Sensitivität einiger Einflussgrößen auf die Kälteleistung und die energetische Effizienz werden in Kapitel 3.3 experimentell untersucht.

Der Versuchsaufbau und einige experimentelle Ergebnisse werden auch in MÖHLENKAMP ET AL. (2012) und MÖHLENKAMP ET AL. (2013b) vorgestellt.

### 3.1 Versuchskälteanlage

Der Aufbau der Versuchskälteanlage für das Kältemittel R744 orientiert sich zum einen an dem zweistufigen Kältekreislauf für ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug nach Abbildung 2.8 rechts und zum anderen an einer zweistufigen Referenzanlage für die Kältemittel R410A oder R1270 eines Herstellers von Transportkälteanlagen.

#### 3.1.1 Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild

Die Versuchskälteanlage ist im kalorimetrischen Prüfstand des Instituts für Thermodynamik der TU-Braunschweig aufgebaut, der aus zwei separaten Klimakammern (Außen- und Innenkammer) besteht. Beide Klimakammern können unabhängig voneinander auf Temperaturen von unter  $-20^{\circ}\text{C}$  bis zu  $50^{\circ}\text{C}$  temperiert werden. Wärmeströme werden hierzu bedarfsgerecht über elektrische Heizer zugeführt bzw. an einen Kaltwassersatz abgegeben. Die beiden Klimakammern, die Heizer und der Kaltwassersatz sind dem Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der zweistufigen Versuchskälteanlage aus Abbildung 3.1 zu entnehmen.

Die zweistufige Transportkälteanlage mit ihren Komponenten und Messstellen ist Abbildung 3.1 zu entnehmen. Der Kältemittelpfad wird durch grüne, der Luftpfad durch orangefarbene und der Ölpfad durch schwarz gestrichelte Linien angegeben. Das Kältemittel wird durch den ND- und HD-Verdichter von Nieder- auf Mittel- und Hochdruck verdichtet. Zur Trennung des Kältemittelöls vom Kältemittelstrom und zur Rückführung des Öls an die beiden Verdichter ist ein Ölabscheider installiert. Das Kältemittel wird anschließend in zwei Gaskühlern gekühlt; im Fließbild als Gaskühler 1 und Gaskühler 2 bezeichnet. Die Wärmeabgabe an die Umgebung erfolgt aufgrund des Bauraums der Referenzanlage in zwei Einheiten. Der Hochdruckmassenstrom wird nach den beiden Gaskühlern in zwei Teilmassenströme aufgesplittet. Ein Teilmassenstrom wird im Expansionsventil EXV-IWT MD auf Mitteldruck entspannt und verdampft sowie überhitzt im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD). Der zweite Teilmassenstrom wird im IWT MD abgekühlt. Eine weitere Abkühlung erfolgt im IWT ND. Das Kälte-

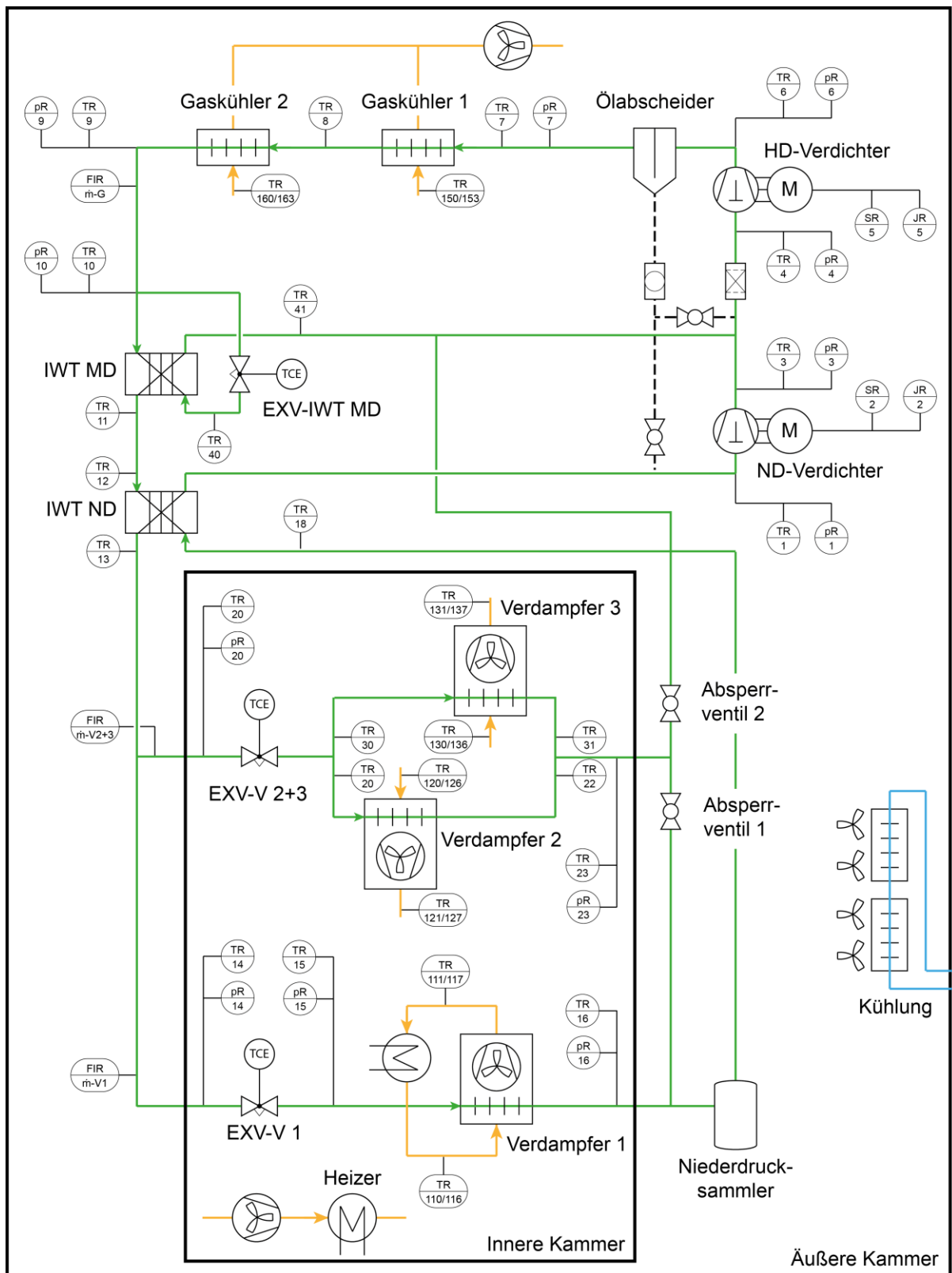
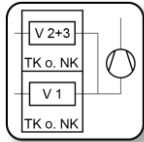
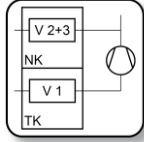


Abbildung 3.1: Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der zweistufigen Versuchskälteanlage mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) für das Kältemittel R744 im kalorimetrischen Prüfstand nach DIN EN 1861. Der Kältemittelpfad wird durch grüne Linien, der Luftpfad durch orangefarbene Linien und der Pfad des Öles durch schwarz gestrichelte Linien gekennzeichnet. Die wichtigsten Messstellen und deren Nummerierung sind angegeben.



Tabelle 3.1: Kreislaufverschaltungen der Versuchskälteanlage.

Kreislaufverschaltung	Beschreibung
<p>Kälte bei Niederdruck</p> 	<p>Alle drei Verdampfer werden bei Niederdruck mit einem einheitlichen Druckniveau bzw. einer gemeinsamen Verdampfungstemperatur betrieben. Hierzu ist das Absperrventil 1 geöffnet und das Absperrventil 2 geschlossen.</p>
<p>Kälte bei Nieder- und Mitteldruck</p> 	<p>Kälte wird gleichzeitig bei Nieder- und Mitteldruck auf zwei unterschiedlichen Druckniveaus bereitgestellt. Verdampfer 2 und 3 arbeiten bei Mitteldruck. Das Absperrventil 1 ist hierzu geschlossen und das Absperrventil 2 geöffnet.</p> <p>Diese Verschaltung ermöglicht die Aufteilung der Ladefläche in einem Verhältnis von 2/3 Normal- und 1/3 Tiefkühlung.</p>

mittel wird in den Expansionsventilen (EXV-V 1 und EXV-V 2+3) entspannt. Im Expansionsventil EXV-V 1 wird das Kältemittel immer auf Niederdruck gedrosselt. Im Expansionsventil EXV-V 2+3 erfolgt eine Entspannung auf Mittel- oder Niederdruck, abhängig von der gewählten Kreislaufverschaltung. Die Verdampfung des Kältemittels erfolgt in drei geometrisch identisch aufgebauten Verdampfern. Der Niederdrucksammler dient als Puffer von Kältemittel und als Abscheider der flüssigen Phase. Am Austritt des Niederdrucksammlers werden Dampf und kleine Flüssigkeitstropfen abgezogen, die von der Dampfphase mitgerissen werden. Der nach dem Abscheider angeordnete interne Wärmeübertrager bei Niederdruck (IWT ND) ermöglicht eine vollständige Verdampfung und Überhitzung des Kältemittels. Der Wärmeübertrager schützt damit den ND-Verdichter vor Flüssigkeitstropfen und ermöglicht eine kältemittelseitige Bestimmung der Verdampferkälteleistungen (siehe Kapitel 3.2).

Änderungen der Ventilstellungen von Absperrventil 1 und 2 aus Abbildung 3.1 ermöglichen zwei unterschiedliche Kreislaufverschaltungen, wie Tabelle 3.1 zu entnehmen ist. Je nach Ventilstellung arbeiten die drei Verdampfer alle bei einem oder bei zwei unterschiedlichen Drücken. Die Kühlraumtemperaturen und damit die Temperaturen am Verdampfereintritt betragen in den nachfolgenden Messungen  $0^{\circ}\text{C}$  für verderbliche Waren (Normalkühlung (NK)) und  $-20^{\circ}\text{C}$  für gefrorene Waren (Tiefkühlung (TK)). Im Fall der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ werden verderbliche Waren bei  $T_{V\ 2+3} = 0^{\circ}\text{C}$  durch Verdampfer 2 und 3 sowie gleichzeitig gefrorene Waren bei  $T_{V\ 1} = -20^{\circ}\text{C}$  betrachtet, entsprechend den ATP-Prüfbedingungen für Mehrtemperatur-Kühlfahrzeuge (ATP-Übereinkommen). Das ATP-Übereinkommen ist ein internationales Abkommen für leicht verderbliche Produkte und deren Beförderungsmittel. Zur besseren Abgrenzung sind die Kreislaufverschaltungen zusammen mit der Kühlraumtemperatur ( $T_V = 0^{\circ}\text{C}$  (Normalkühlung (NK)) und  $T_V = -20^{\circ}\text{C}$  (Tiefkühlung (TK)) als Symbol in Tabelle 3.1 dargestellt. In den Symbolen sind die Verdampfer 2 und 3 dabei zu einem Verdampfer 2+3 (V 2+3) zusammengefasst.

Die Innenkammer von Abbildung 3.1 ermöglicht kalorimetrische Messungen durch Erfassung aller ein- und austretenden Wärmeströme. Sie gibt den Kühlraum des Kühlfahrzeugs wieder und beinhaltet alle dort befindlichen Kreislaufkomponenten. Eine zweite Kühlraumtemperatur wird durch einen geschlossenen Luftkanal mit einem Heizer um Verdampfer 1 realisiert (siehe Abbildung 3.1). Die zweite Kühlraumtemperatur ist für Messungen mit der Kreislaufverschal-

tung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ erforderlich. Alle anderen Kreislaukomponenten befinden sich in der Außenkammer, welche die Umgebung darstellt.

### 3.1.2 Komponenten der Versuchskälteanlage

Die eingangs in Kapitel 3.1 genannte zweistufige Referenzanlage für Motorwagen dient hinsichtlich Bauart und Bauraum als Orientierung für die Auslegung der R744-Komponenten. Die Komponenten der Versuchskälteanlage sind für Betriebsdrücke bis 120bar ausgelegt und berücksichtigen die thermodynamischen Eigenschaften von R744. Folgende Komponenten werden genauer vorgestellt:

#### Verdichter

Bauraum- und Gewichtsbegrenzungen favorisieren kompakte zweistufige Serienverdichter, die mit dem Kältemittel R744 bei Erstellung der Versuchsanlage nicht verfügbar waren. Daher wird als Ersatzlösung auf zwei separate Hubkolbenverdichter der Firma GEA Bock (HAX2/70-4CO<sub>2</sub>T und HAX2/90-4CO<sub>2</sub>T) zurückgegriffen, die eine einstufige halbhermetische Bauart aufweisen. Die Nenndrehzahl beträgt jeweils 1450min<sup>-1</sup>. Die Betriebsdrehzahlen beider Verdichter werden unabhängig voneinander über Frequenzumrichter variabel zwischen 1000min<sup>-1</sup> und 2100min<sup>-1</sup> gesteuert. Die elektrische Leistungsaufnahme der Verdichter wird jeweils zwischen Frequenzumformer und Verdichter gemessen. Zur Verringerung und Minimierung von Spannungs- und Stromspitzen werden Sinusfilter eingesetzt.

#### Gaskühler und Verdampfer

Alle Gaskühler und Verdampfer der Versuchsanlage sind als Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager ausgeführt. Sie stimmen in den äußeren Abmessungen mit der Referenzanlage überein. Allein die interne Verschaltung der Wärmeübertrager ist über die Anzahl der parallelen Kältemittelpfade auf die thermodynamischen Eigenschaften von R744 angepasst. Der Kältemittelmassenstrom wird am Eintritt in die Wärmeübertrager über Verteilerstellen auf einzelne

Tabelle 3.2: Geometrieparameter der Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager.

Geometrieparameter	Gaskühler 1	Gaskühler 2	Verdampfer 1, 2, 3
Länge [mm]	1105,0	1120,0	605,0
Breite [mm]	450,0	375,0	346,4
Höhe [mm]	108,0	87,0	250,0
Lamellenwärmeübertragungsfläche [m <sup>2</sup> ]	48,8	33,0	22,8
Rohrinnendurchmesser [mm]	7,2	7,2	7,2
Anzahl Rohre [-]	90	60	130
Anzahl Kältemittelpfade Versuchsanlage [-]	4	3	6
Anzahl Kältemittelpfade Referenzanlage [-]	6	5	13

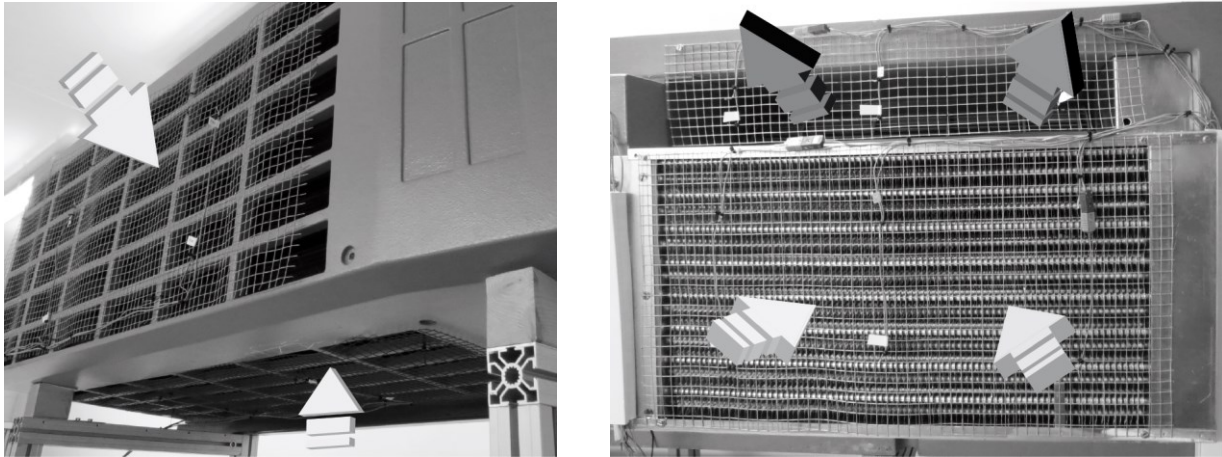


Abbildung 3.2: Links: Gaskühlermodul. In das Gehäuse sind die beiden Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager Gaskühler 1 und 2 vertikal bzw. horizontal eingebaut. Rechts: Ausschnitt des Verdampfermoduls aus insgesamt drei geometrisch identischen Verdampfern. Das Bild zeigt Verdampfer 3. Die beiden übrigen Verdampfer befinden sich links von Verdampfer 3.

Kältemittelpfade bzw. -äste aufgesplittet. Sie führen parallel durch den Wärmeübertrager und werden am Austritt zusammengeführt. Wie Tabelle 3.2 zu entnehmen ist, sind für R744 die Anzahl der parallelen Kältemittelpfade gegenüber der Referenzanlage geringer. Für R744 liegt damit in den einzelnen Pfaden ein höherer Massenstrom vor. Hierdurch steigen Wärmeübergangskoeffizient und Druckverlust an. Tabelle 3.2 gibt einen Überblick über alle Geometrieparameter. Die Wärmeübertrager sind in ein Originalgehäuse mit Originalgebläse eingebaut, so dass die luftseitigen Strömungsführungen und die Luftvolumenströme identisch zur Referenzanlage sind.

Gaskühler 1 und Gaskühler 2 weisen eine luftseitige Wärmeübertragungsfläche von  $48,8\text{m}^2$  bzw.  $33\text{m}^2$  auf. Sie sind im Originalgehäuse vertikal bzw. horizontal einschließlich der Temperatursensoren eingebaut (siehe Abbildung 3.2 links) und werden normal zur Einbaulage von Luft durchströmt. Der Luftstrom wird über das Gehäusedach an die Umgebung abgeführt (in Abbildung 3.2 links nicht dargestellt). Das Gebläse hat in allen Messungen eine konstante Leistungsaufnahme von  $P_{\text{Lüfter, G}} = 1,27\text{kW}$ .

Die drei identischen Verdampfer sind zusammen in ein Gehäuse eingebaut. Abbildung 3.2 rechts zeigt einen Ausschnitt vom Verdampfergehäuse mit Verdampfer 3 und den Temperatursensoren. Jeder Verdampfer verfügt über ein separates Gebläse, das hinter dem Wärmeübertrager angeordnet ist und daher nicht Abbildung 3.2 rechts zu entnehmen ist. In Abbildung 3.2 rechts tritt Luft senkrecht zur Bildebene ein, durchströmt den Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager und das Gebläse. Die Luft wird um  $180^\circ$  umgelenkt und verlässt das Gehäuse senkrecht zur Bildebene. Verdampfer 3 hat eine Wärmeübertragungsfläche auf der Luftseite von  $22,8\text{m}^2$ . Das Gebläse von Verdampfer 3 hat eine konstante Leistungsaufnahme von  $P_{\text{Lüfter, V 3}} = 0,52\text{kW}$ . Die Leistungsaufnahme aller drei Verdampfer ist gleich ( $P_{\text{Lüfter, V 1}} = P_{\text{Lüfter, V 2}} = P_{\text{Lüfter, V 3}} = 0,52\text{kW}$ ).

### Interne Wärmeübertrager

Die beiden internen Wärmeübertrager (IWT MD und IWT ND) der Versuchslage sind als Plattenwärmeübertrager mit einer Wärmeübertragungsfläche von 0,264m<sup>2</sup> bzw. 0,144m<sup>2</sup> ausgeführt.

### Expansionsventile

In der Versuchskälteanlage aus Abbildung 3.1 werden drei elektrische Expansionsventile (EXV) der Firma Saginomiya Danfoss vom Typ KV mit einem Permanentmagnet-Schrittmotor eingesetzt, die folgende Aufgaben übernehmen:

- EXV-IWT MD:  
Expansion des Kältemittels von Hoch- auf Mitteldruck. Durch Steuerung der Ventilquerschnittsfläche wird die Kältemittelüberhitzung im IWT MD geregelt.
- EXV-V 1:  
Expansion des Kältemittels von Hoch- auf Niederdruck. Das EXV wird zur Regelung des Hochdrucks herangezogen.
- EXV-V 2+3:  
In Abhängigkeit von der Kreislaufverschaltung erfolgt im EXV-V 2+3 die Expansion von Hoch- auf Mitteldruck oder auf Niederdruck. Von der Kreislaufverschaltung hängt zudem die Regelungsaufgabe ab. In der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ wird mit diesem Ventil der Massenstrom durch die beiden Verdampfer 2 und 3 geregelt, wobei die durch Verdampfer 1, 2 und 3 strömenden Massenströme gleich sein sollen. In der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ erfolgt mittels EXV-V 2+3 die Regelung der Kältemittelüberhitzung.

### 3.1.3 Messtechnik

Die Erfassung der Messdaten erfolgt über ein Messwerterfassungssystem der Firma National Instruments vom Typ NI SCXI-1001. Hierzu werden vier Messmodule des Typs SCXI-1102 mit SCXI-1303-Anschlusseinheiten verwendet. Die wichtigsten Messgrößen der Versuchskälteanlage sind in Abbildung 3.1 mit ihren Positionen eingezeichnet. Die unterschiedlichen Messaufnehmer und deren Genauigkeiten sind in Tabelle 3.3 zusammengestellt. Diese werden nachfolgend näher beschrieben.

#### Kältemittelmassenstrom:

Im Fließbild von Abbildung 3.1 wird der Kältemittelmassenstrom an drei Positionen durch Coriolis-Massenstromsensoren erfasst. Nach den beiden Gaskühlern wird der Kältemittelmassenstrom durch das Gerät (MFS 3000) der Firma Krohne mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,15\%$  gemessen. Vor dem Expansionsventil EXV-V 1 kommt das Gerät (CMFS015P) der Firma MicroMotion mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,05\%$  und vor dem Expansionsventil EXV-V 2+3 das Gerät (Promass 83A) der Firma Endress+Hauser und einer Genauigkeit von  $\pm 0,10\%$  zum Einsatz. Die Herstellerangaben zur Genauigkeit beziehen sich jeweils auf das Fluid Wasser im flüssigen

Tabelle 3.3: Messaufnehmer der Versuchskälteanlage und deren Genauigkeiten.

Instrumente und Beschreibung	Genauigkeit	Messbereich
Coriolismassenstromsensor (Gaskühler)	$\pm 0,15\%$ v. M.W. <sup>*1)</sup>	0 – 780kg/h
Coriolismassenstromsensor (Verdampfer 1)	$\pm 0,05\%$ v. M.W. <sup>*1)</sup>	0 – 330kg/h
Coriolismassenstromsensor (Verdampfer 2+3)	$\pm 0,10\%$ v. M.W. <sup>*1)</sup>	0 – 450kg/h
Drucksensoren HD (p7, p9)	$\pm 0,10\%$ v. E.W. <sup>*2)</sup>	0 – 160bar
Drucksensoren HD (p6, p10)	$\pm 0,30\%$ v. E.W. <sup>*2)</sup>	0 – 160bar
Drucksensoren HD (p14, p20)	$\pm 0,50\%$ v. E.W. <sup>*2)</sup>	0 – 160bar
Drucksensoren MD und ND	$\pm 0,50\%$ v. E.W. <sup>*2)</sup>	0 – 100bar
Thermoelemente Typ K	$\pm 1,10\text{K}$	-200 – 1250°C
El. Leistungsaufnehmer	$\pm 0,71\%$ v. E.W. <sup>*2)</sup>	0 – 34,6kW

<sup>\*1)</sup>: v. M.W. bedeutet: vom Messwert

<sup>\*2)</sup>: v. E.W. bedeutet: vom Endwert

Zustand. An den drei Messstellen liegt flüssiges R744 im subkritischen Betrieb vor, während im transkritischen Betrieb ein einphasiges Fluid hoher Dichte vorliegt.

### Druckmessung:

Der Druck wird durch Drucktransmitter der Firma Baumer ermittelt. Die Relativdrucksensoren haben auf der Niederdruckseite einen Messbereich bis 100bar und auf der Hochdruckseite einen Messbereich bis 160bar. Die Genauigkeit der Drucksensoren beträgt  $\pm 0,1\%$  bis  $\pm 0,5\%$  v. EW.

### Temperaturmessung:

Für die Temperaturmessung kommen Thermoelemente von Typ K zum Einsatz. Zwischen den beiden Drahtendpunkten eines Thermoelementes wird eine Spannungsdifferenz gemessen, die proportional zur bestehenden Temperaturdifferenz ist. Über eine Vergleichstemperatur in der Anschlusseinheit SCXI-1303 ist die Umrechnung in eine absolute Temperatur möglich. Für die Vergleichstemperatur wird eine Genauigkeit von  $\pm 0,5\text{K}$  im Temperaturbereich zwischen 15°C und 35°C, ansonsten  $\pm 0,85\text{K}$  genannt. Für die Temperaturmessung wird in Anlehnung an STRUPP (2011) eine Genauigkeit von  $\pm 1,1\text{K}$  angenommen.

Die einzelnen Temperaturmessstellen sind Abbildung 3.1 zu entnehmen. Auf der Luftseite wird die Temperaturverteilung im Luftquerschnitt an mehreren Positionen am Ein- und Austritt der Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager ermittelt. Die genaue Position im Luftquerschnitt ist in WOLFF (2012) dargelegt. Aus den Einzelmessungen werden arithmetische Mittelwerte gebildet. Für die Lufttemperaturen am Gaskühler  $T_{G, \text{ein}}$  und an den drei Verdampfern 1 bis 3  $T_{V1, \text{ein}}$ ,  $T_{V2, \text{ein}}$ ,  $T_{V3, \text{ein}}$ , gilt:

$$T_{G, \text{ein}} = \frac{T_{150} + T_{153} + T_{160} + T_{163}}{4} \quad (3.1)$$

$$T_{V1, \text{ein}} = \frac{T_{110} + T_{116}}{2} \quad T_{V2, \text{ein}} = \frac{T_{120} + T_{126}}{2} \quad T_{V3, \text{ein}} = \frac{T_{130} + T_{136}}{2} \quad (3.2)$$

### Elektrische Leistungsaufnahme:

Die elektrische Leistungsaufnahme der Verdichter wird zwischen Frequenzumformer und Verdichter über Messumformer der Firma Müller+Ziegler (MPFdr-MU) mit angeschlossenen Stromwandlern der Firma Müller+Ziegler (SW 2010 Durchsteckstromwandler 50/5A Klasse 0,5) gemessen. Der Fehler für die elektrische Leistungsmessung berechnet sich nach Gl. (3.9) durch beide Geräte auf  $\pm 0,71\%$  vom Endwert (v. EW.) (siehe auch Tabelle 3.3).

## 3.2 Bewertungsgrößen und deren Unsicherheit

Die ermittelten Messwerte ermöglichen die Berechnung weiterer Größen, die für die Beurteilung des Kälteprozesses die eigentliche Aussagekraft besitzen. Bei den abgeleiteten Bewertungsgrößen ist die Unsicherheit zu berücksichtigen.

### 3.2.1 Bewertungsgrößen

Mit den beiden Messgrößen Temperatur  $T$  und Druck  $p$  werden weitere thermodynamische Zustandsgrößen wie spezifische Enthalpie  $h$ , spezifische Entropie  $s$  oder Dichte  $\rho$  berechnet, wozu die TIL Media Suite der TLK-Thermo GmbH verwendet wird. Darüber hinaus werden zur Auswertung und Beurteilung von Messungen Überhitzung, Unterkühlung sowie Bewertungsgrößen wie Wärmeströme, Kälteleistungen und Effizienzgrößen mit den in Kapitel 3.1.3 genannten Messgrößen ermittelt. Kennzahlen zur Beurteilung der Verdichter werden im Anhang in Kapitel B.1 vorgestellt.

Die nachfolgend angegebenen Indices beziehen sich auf die Messstellen der Abbildung 3.1.

### Überhitzung und Unterkühlung

Die Überhitzung des Kältemittels wird am IWT MD  $T_{\text{sup IWT MD}}$  und vor dem ND-Verdichter  $T_{\text{sup ND-Verdichter}}$  berechnet. Des Weiteren wird die Überhitzung von Verdampfern 2 und 3  $T_{\text{sup V 2+3}}$  im Fall der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ ermittelt. Im Fall eines subkritischen Prozesses mit  $p_{\text{HD}} < p_{\text{K}} = 73,77\text{bar}$  wird die Unterkühlung des Kältemittels nach dem Gaskühler 2 bestimmt. Es gelten die Gl. (3.3).

$$\begin{aligned} T_{\text{sup IWT MD}} &= T_{41} - T'(p_3) \\ T_{\text{sup ND-Verdichter}} &= T_1 - T'(p_1) \\ T_{\text{sup V 2+3}} &= T_{23} - T'(p_{23}) \\ T_{\text{sub G}} &= T_9 - T'(p_9) \end{aligned} \quad (3.3)$$

### Wärmestrom und Kälteleistung

Die in der Versuchskälteanlage übertragenen Wärmeströme werden auf der Kältemittelseite durch die spezifische Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt sowie dem Kältemittelmassenstrom berechnet.

Die Wärmeströme in den beiden internen Wärmeübertragern IWT MD und IWT ND  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$  und  $\dot{Q}_{\text{IWT ND}}$  werden mit den in Gl. (3.4) angegebenen Formeln ermittelt.

$$\dot{Q}_{\text{IWT MD}} = (\dot{m}_{V1} + \dot{m}_{V2+3}) \cdot (h_{10} - h_{11}) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{\text{IWT ND}} = (\dot{m}_{V1} + \dot{m}_{V2+3}) \cdot (h_{12} - h_{13})$$

In den drei geometrisch identischen Verdampfern nimmt das Kältemittel Wärme aus der Luft auf. Die Wärmeströme bzw. die Kälteleistungen berechnen sich mit Gl. (3.5). Dort sind angenommene isenthalpe Zustandsänderungen in den Expansionsventilen EXV-V 1 und EXV-V 2+3 ( $h_{15} = h_{14}$ ;  $h_{21} = h_{20}$ ;  $h_{30} = h_{20}$ ) enthalten, da die spezifischen Enthalpien an den drei Verdampfereintritten ( $h_{15}$ ,  $h_{21}$  und  $h_{30}$ ) aufgrund des Nassdampfgebietes nicht bekannt sind. Die Berechnungen der spezifischen Enthalpien an den Austritten ( $h_{16}$ ,  $h_{22}$  und  $h_{31}$ ) sind für die drei Verdampfer unterschiedlich. Die Ausführungen hierzu sind im Anhang A.1 dargelegt.

$$\dot{Q}_{V1} = \dot{m}_{V1} \cdot (h_{14} - h_{16})$$

$$\dot{Q}_{V2} = 0,5 \cdot \dot{m}_{V2+3} \cdot (h_{20} - h_{22}) \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{V3} = 0,5 \cdot \dot{m}_{V2+3} \cdot (h_{20} - h_{31})$$

Allgemein kann die Kälteleistung eines Verdampfers, neben dem bereits vorgestellten kältemittelseitigen Berechnungsansatzes, auch durch kalorimetrische Messungen erfolgen. Hierbei werden alle ein- und austretenden Wärmeströme in die Innenkammer der Versuchskälteanlage aus Abbildung 3.1 erfasst. Im stationären Betrieb ist die Kälteleistung der Verdampfer gleich der elektrischen Heizleistung zuzüglich der dissipierten Antriebsleistung der Verdampferlüfter und dem Wärmestrom durch die Wand der Innenkammer. Dieser Ansatz wird in DIN 8958 zur Leistungsmessung von Transportkälteanlagen verwendet (DIN 8958-1). Für den Wärmestrom durch die Wand der Innenkammer gibt VIETH (2014) in Anlehnung an DIN 8958 einen Wärmedurchgangskoeffizient von  $k \cdot A = 12,5 \pm 0,56 \text{ W/K}$  an, wobei im Gegensatz zur Norm freie Konvektion vorliegt. In zwei exemplarischen kalorimetrischen Messungen mit der Versuchskälteanlage werden in zwei unterschiedlichen stationären Punkten kältemittelseitige Gesamtkälteleistungen aller drei Verdampfer von  $\dot{Q}_V = 8,99 \text{ kW}$  und  $\dot{Q}_V = 12,21 \text{ kW}$  gemessen. Kalorimetrisch werden über die elektrische Heizleistung zuzüglich Antriebsleistung sowie dem Wärmestrom durch die Wand Gesamtwärmeströme von  $8,32 \text{ kW}$  und  $11,19 \text{ kW}$  ermittelt. Die Abweichungen zwischen beiden Messverfahren betragen somit  $d\dot{Q} = 0,67 \text{ kW}$  bzw.  $7,5\%$  und  $d\dot{Q} = 1,02 \text{ kW}$  bzw.  $8,4\%$ . Die Abweichungen liegen damit in einem Bereich, wie er auch in der Literatur, z. B. bei PÖTTKER (2012) und PEUKER & HRNJAK (2008) mit bis zu  $3\%$  bzw.  $10\%$ , zu finden ist (vgl. PEUKER & HRNJAK (2008) und PÖTTKER (2012), S. 87).

## COP

Die energetische Effizienz eines Kältemittelkreislaufs ist allgemein durch den  $COP_k$  in Kapitel 2.3 mit Gl. (2.1) eingeführt worden. In den folgenden Messungen wird die Kälteleistung der drei Verdampfer auf die elektrische Leistungsaufnahme der beiden Verdichter bezogen; der  $COP$  wird daher mit dem Index el gekennzeichnet. Parasitäre Verbraucher der Transportkälteanlage, wie Lüfter und Regelungseinrichtungen, werden nicht berücksichtigt.

$$COP_{el} = \frac{\dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2} + \dot{Q}_{V3}}{P_{el\text{ ND-Verdichter}} + P_{el\text{ HD-Verdichter}}} \quad (3.6)$$

### 3.2.2 Unsicherheiten von Bewertungsgrößen

In einem Messobjekt wird eine aufgezeichnete Messgröße bzw. das Messergebnis immer eine Messunsicherheit gegenüber dem wahren Messwert im Messobjekt aufweisen. Die Messunsicherheit, auch als Messabweichung oder Messfehler bezeichnet, stellt ein Maß für die Genauigkeit einer Messgröße dar. Die Messunsicherheit kann verringert, aber nicht vollständig vermieden werden. Eine Messgröße bzw. ein Messergebnis  $L$  setzt sich allgemein wie folgt zusammen:

$$\begin{aligned} \text{Messergebnis} &= \text{Messwert} \pm \text{Messabweichung} \\ L &= \bar{L} \pm \Delta L \end{aligned} \quad (3.7)$$

Für die Berechnung der Messunsicherheit unterscheidet man prinzipiell zwischen zufälligen und systematischen Abweichungen. Ausführlich werden Messabweichungen beispielsweise in Lehrbüchern von PARTHIER (2008) und HOFFMANN (2012) behandelt.

#### Zufällige Abweichungen

Bei zufälligen Abweichungen streuen die Messwerte der Einzelmessung um einen Mittelwert einer gleichbleibenden Größe. Durch Mehrfachmessung unter (weitgehend) identischen Bedingungen und Mittelung steigt die Genauigkeit der Messung. Hierbei ist die Standardabweichung ein Maß für die Streuung (Messabweichung).

Die zufälligen Abweichungen werden an der Versuchskälteanlage durch Mehrfachmessung im stationären Betrieb über mehrere Minuten weitgehend reduziert. Die Standardabweichungen sind wesentlich geringer als die angegebenen Genauigkeiten der Messaufnehmer aus Tabelle 3.3, weshalb diese Fehlerquelle nicht weiter berücksichtigt wird.

#### Systematische Abweichungen

Systematische Abweichungen liegen vor, wenn bei wiederholten Messungen an einer gleichbleibenden Größe die Messergebnisse der Einzelmessung um eine feste Differenz zum wahren Wert abweichen. Von Messgeräten ist die systematische Abweichung bekannt und angegeben. Die Berechnung der Abweichung  $\Delta F$  der Größe  $F = F(x_1, x_2, \dots, x_n)$  aus mehreren Messgrößen mit Messabweichungen  $x_1 = \bar{x}_1 \pm \Delta x_1$  und  $x_2 = \bar{x}_2 \pm \Delta x_2$  kann über zwei Ansätze erfolgen:



- Berechnung der Abweichung  $\Delta F$  als totales Differenzial mit Gl. (3.8). Dieser Ansatz gibt die sichere oder maximale Gesamtabweichung an, da die Einzelabweichungen der Messgrößen  $\Delta a, \Delta b, \dots$  die gleichen Vorzeichen haben.

$$\Delta F = \frac{\partial F}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial F}{\partial x_2} \cdot \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial F}{\partial x_n} \cdot \Delta x_n \quad (3.8)$$

- Berechnung der Abweichung  $\Delta F$  nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz nach Gauß mit Gl. (3.9). Dieser Ansatz gibt die mittlere oder wahrscheinliche Gesamtabweichung an, vgl. PARTHIER (2008), S. 77.

$$\Delta F = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial F}{\partial x_n} \Delta x_n\right)^2} \quad (3.9)$$

Letztgenannter Ansatz nach Gl. (3.9) kann verwendet werden, wenn die Einzelabweichungen  $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$  nicht korreliert sind. In der Versuchskälteanlage bestehen keine physikalischen Abhängigkeiten zwischen den Einzelabweichungen, weshalb nachfolgend Abweichungen von Bewertungsgrößen mit Gl. (3.9) berechnet werden.

### Abweichung von Bewertungsgrößen

Die systematischen Abweichungen der Messaufnehmer sind von der Versuchskälteanlage in Tabelle 3.3 aufgeführt. Für den  $COP_{el}$  beträgt die Abweichung  $\Delta COP_{el}$  mit Gl. (3.9):

$$\Delta COP_{el} = COP_{el} \cdot \sqrt{\frac{\Delta \dot{Q}_{V1}^2 + \Delta \dot{Q}_{V2}^2 + \Delta \dot{Q}_{V3}^2}{(\dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2} + \dot{Q}_{V3})^2} + \frac{\Delta P_{el\text{ND-Verdichter}}^2 + \Delta P_{el\text{HD-Verdichter}}^2}{(P_{el\text{HD-Verdichter}} + P_{el\text{HD-Verdichter}})^2}} \quad (3.10)$$

## 3.3 Experimentelle Untersuchungen

Experimentelle Untersuchungen an der Versuchskälteanlage wurden zwischen dem 10.10.2012 und dem 22.01.2014 durchgeführt. Alle Messergebnisse geben arithmetische Mittelwerte über mehrere Minuten im stationären Betrieb an.

Die Versuchskälteanlage ermöglicht die Variation von sieben Betriebsparametern. Drei davon (Hochdruck  $p_{HD}$ , Drehzahlverhältnis von ND- und HD-Verdichter  $n_{ND}/n_{HD}$  sowie die Überhitzung am internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck  $T_{sup\text{IWT MD}}$ ) stellen Optimierungsgrößen dar, die bei Vorgabe der übrigen Parameter (Luft Eintrittstemperatur Gaskühler  $T_{G, \text{ein}}$ , Luft ein-

Tabelle 3.4: Übersicht der als Summe bzw. als Mittelwert angegebenen Kälteleistungen und Luft eintrittstemperaturen in die Verdampfer.

Variable	Kälte bei Niederdruck	Kälte bei Nieder- und Mitteldruck
Kälteleistung	$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2} + \dot{Q}_{V3}$	$\dot{Q}_{V2+3} = \dot{Q}_{V2} + \dot{Q}_{V3}$
Luft eintrittstemperatur Verdampfer	$T_{V, \text{ein}} = \frac{T_{V1, \text{ein}} + T_{V2, \text{ein}} + T_{V3, \text{ein}}}{3}$	$T_{V2+3, \text{ein}} = \frac{T_{V2, \text{ein}} + T_{V3, \text{ein}}}{2}$

trittstemperatur Verdampfer  $T_{V,\text{ein}}$ , Kälteleistung  $\dot{Q}_V$  und Kreislaufverschaltung) frei gewählt werden.

Der Hochdruck  $p_{\text{HD}}$  gibt in den Messungen jeweils den Druck nach dem Gaskühler 2 an der Messstelle 9 ( $p_{\text{HD}} = p_9$ ) an. In Abhängigkeit der Kreislaufverschaltung werden Kälteleistung und Lufteintrittstemperatur in die Verdampfer nach Tabelle 3.4 als Summe bzw. Mittelwert angegeben.

Ziel der nachfolgenden Ausführungen ist (I) die experimentelle Machbarkeit einer zweistufigen R744-Transportkälteanlage am Beispiel des in Kapitel 3.3.1 dargestellten Kurvenverlaufs. Zweites Ziel (II) ist die Untersuchung der Sensitivität des Kreislaufs auf die Optimierungsgrößen Drehzahlverhältnis  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}}$  und Überhitzung am internen Wärmeübertrager bei Mittel- und Niederdruck (IWT MD)  $T_{\text{sup IWT MD}}$  (siehe Kapitel 3.3.2 und 3.3.3). Insbesondere die Variation der Überhitzung  $T_{\text{sup IWT MD}}$  ermöglicht für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ einen neuartigen Ansatz zur Anpassung der bei zwei Druckniveaus bereitgestellten Kälteleistungen zu entwickeln. Die gezeigten Messpunkte ermöglichen, gemeinsam mit weiteren in dieser Arbeit nicht diskutierten Messpunkten, als weiteres Ziel (III) die Kalibrierung eines numerischen Kreislaufmodells (siehe Kapitel 4).

Detailangaben zu den Randbedingungen und den nachfolgend diskutierten Ergebnissen sind im Anhang A.2 gegeben.

### 3.3.1 Variation der Lufteintrittstemperatur am Gaskühler

Die Temperatur in der Außenkammer von Abbildung 3.1 wird von 20°C schrittweise auf 40°C erhöht und der Einfluss dieses Parameters auf die Versuchskälteanlage jeweils im stationären Betrieb untersucht. In der Versuchskälteanlage liegt die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ mit folgenden Randbedingungen vor: In drei Messungen werden im stationären Betrieb Kälteleistungen von  $\dot{Q}_V = 13,99\text{kW}$  bis  $14,13\text{kW}$  ermittelt. Im Mittel liegt für die drei Messungen eine Kälteleistung von  $\dot{Q}_V = 14,07\text{kW}$  bei einer maximalen Abweichung von  $0,08\text{kW}$

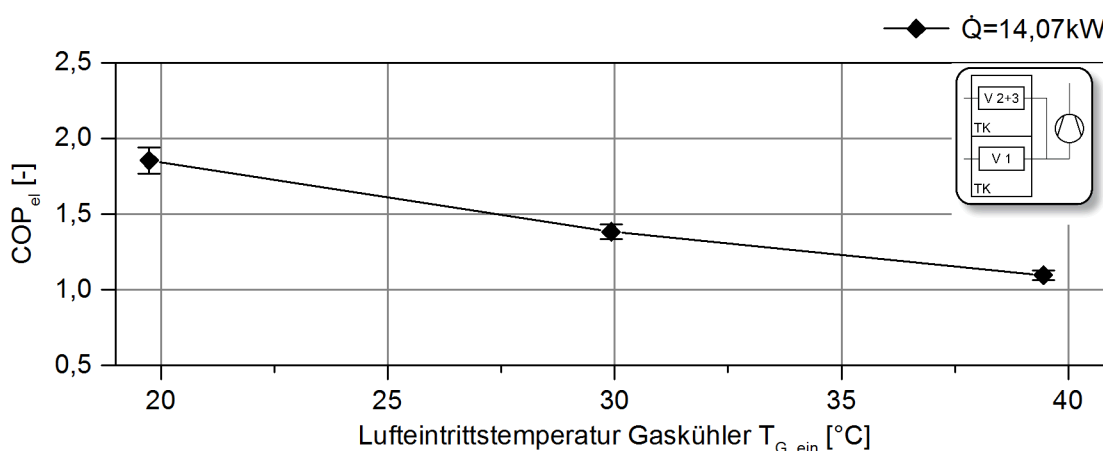


Abbildung 3.3: Variation der Lufteintrittstemperatur in die Gaskühler  $T_{G,\text{ein}}$  bei konstanter Kälteleistung  $\dot{Q}_V = 14,07\text{kW}$  und konstanter Lufteintrittstemperatur in die Verdampfer von  $T_{V,\text{ein}} \approx -20^\circ\text{C}$ .

vor (Nachfolgende Darstellung:  $\dot{Q}_V = 14,07 \div 0,08 \text{ kW}$ ). Die Lufttemperatur in die drei Verdampfer beträgt  $T_{V,\text{ein}} = -20,1 \div 0,5 \text{ K}$  bei Variation der Verdichterdrehzahlen zwischen  $1525 < n_{\text{ND}} < 1742 \text{ min}^{-1}$  und  $1247 < n_{\text{HD}} < 1430 \text{ min}^{-1}$  sowie einem konstanten Drehzahlverhältnis von  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}} = 1,22$ . Die Überhitzung am internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck beträgt  $T_{\text{sup IWT MD}} = 15,1 \div 0,4 \text{ K}$ .

Abbildung 3.3 zeigt den  $COP_{\text{el}}$  der zweistufigen R744-Versuchskälteanlage in Abhängigkeit der Lufttemperatur am Gaskühlereintritt. Für eine Lufteintrittstemperatur in die beiden Gaskühler von  $T_{G,\text{ein}} \approx 20^\circ \text{C}$  liegt ein subkritischer Prozess, für die beiden anderen Temperaturen ein transkritischer Prozess vor. Die Hochdrücke sind jeweils optimal gewählt und steigen mit der Temperatur in der Reihenfolge  $p_{\text{HD}} = p_9 = 65,9 \text{ bar}$ ,  $84,0 \text{ bar}$  und  $102,5 \text{ bar}$  an. Mit steigender Lufteintrittstemperatur fällt der  $COP_{\text{el}}$  von  $COP_{\text{el}} = 1,85$  mit einer Abweichung  $\Delta COP_{\text{el}}$  von  $\Delta COP_{\text{el}} = 0,09$  nach Gl. (3.10) bei  $T_{G,\text{ein}} \approx 20^\circ \text{C}$  kontinuierlich auf  $COP_{\text{el}} = 1,10$  mit  $\Delta COP_{\text{el}} = 0,03$  bei  $T_{G,\text{ein}} \approx 40^\circ \text{C}$  (siehe Abbildung 3.3).

Ein direkter Vergleich zwischen den experimentellen Daten der Versuchskälteanlage und Literaturdaten ist nicht möglich, da keine ausreichende Übereinstimmung hinsichtlich der Kreisläufe, der Komponenten und der geometrischen Größen vorliegen. Auch ein Vergleich mit der Referenzanlage ist aufgrund fehlender Messdaten nicht möglich. Stattdessen erfolgt eine simulative Bewertung in Kapitel 7.

### 3.3.2 Variation des Drehzahlverhältnisses

Das Drehzahlverhältnis von ND- und HD-Verdichter  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}}$  und der Betriebspunkt (Nieder- und Hochdruck, Kältemittelmassenstrom bei Mitteldruck, Überhitzungen an den Verdichtereintritten) sind zwei wesentliche Parameter für den Mitteldruck (siehe Kapitel 2.5.2). Dieses Unterkapitel beschäftigt sich mit dem Drehzahlverhältnis  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}}$ , wozu die Drehzahlen beider einstufiger Hubkolbenverdichter bei weitgehend konstanten Betriebsbedingungen für beide Kreislaufverschaltungen variiert werden.

#### Kälte bei Niederdruck

Der Mitteldruck legt das Druckverhältnis von ND- und HD-Verdichter ( $\pi_{\text{ND}} = p_3/p_1$  und  $\pi_{\text{HD}} = p_6/p_4$ ) fest und bestimmt dadurch wesentlich die Verdichtereffizienzen beider Stufen. Der Mitteldruck ist somit eine Optimierungsgröße und kann bei zwei einstufigen Verdichtern über das Drehzahlverhältnis von ND- und HD-Verdichter  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}}$  wirksam gesteuert werden.

In der Messreihe von Abbildung 3.4 variiert das Drehzahlverhältnis  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}}$  von 1,04 bis 1,70. Folgende Randbedingungen sind in den Messpunkten konstant: Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler und Verdampfer  $T_{G,\text{ein}} = 30 \div 0,2^\circ \text{C}$  bzw.  $T_{V,\text{ein}} = -20,4 \div 0,6^\circ \text{C}$ , Hochdruck  $p_{\text{HD}} = p_9 = 86 \div 1 \text{ bar}$ , Überhitzung am IWT MD  $T_{\text{sup IWT MD}} = 12,8 \div 3,2 \text{ K}$  und Kälteleistung  $\dot{Q}_V = 14,9 \div 0,2 \text{ kW}$ . Die absoluten Drehzahlen betragen in  $\text{min}^{-1}$   $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}} = 1576/1508$  bis  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}} = 1961/1151$ . Detaillierte Angaben sind in Tabelle A.1 des Anhangs aufgeführt. Mit ansteigendem Drehzahlverhältnis  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}}$  steigt der  $COP_{\text{el}}$  zunächst an, erreicht für  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}} = 1,28$  ein Maximum und fällt danach wieder ab (siehe Abbildung 3.4). Die Abweichungen  $\Delta COP_{\text{el}}$  nach Gl. (3.10) betragen für die Messreihe jeweils  $\Delta COP_{\text{el}} = 0,05$ . Der Abfall

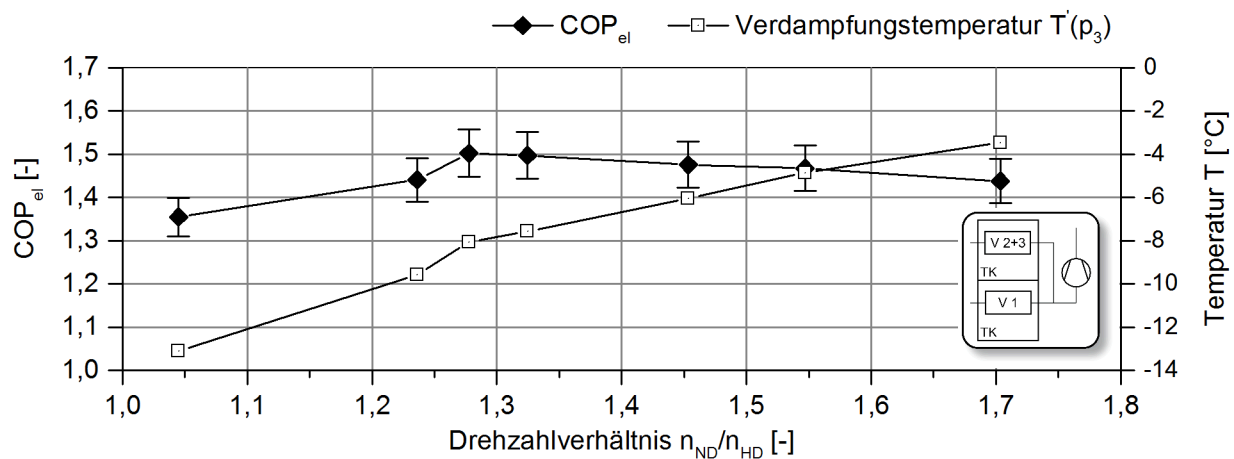


Abbildung 3.4: Kreislauffizienz in Abhängigkeit des Drehzahlverhältnisses für konstante Luft Eintrittstemperaturen in den Gaskühler und Verdampfer von  $T_{G, \text{ein}} \approx 30^\circ\text{C}$  bzw.  $T_{V, \text{ein}} \approx -20^\circ\text{C}$  und konstanter Kälteleistung  $\dot{Q}_V = 14,9 \div 0,2\text{kW}$ .

des  $COP_{el}$ -Wertes, ausgehend vom Maximum hin zu kleineren und zu größeren Drehzahlverhältnissen, verstärkt sich durch eine leicht abnehmende Kälteleistung. Zusätzlich ist in Abbildung 3.4 die Verdampfungstemperatur bei Mitteldruck  $T'(p_{MD} = p_3)$ , abhängig vom Mitteldruck  $p_{MD} = p_3$ , auf der Sekundärachse dargestellt. Sie weist einen kontinuierlich ansteigenden Verlauf auf.

Bei dem Drehzahlverhältnis  $n_{ND}/n_{HD} = 1,28$  tritt das  $COP_{el}$ -Maximum bei einer Verdampfungstemperatur  $T'(p_{MD})$  von  $T'(p_{MD}) = -8,1^\circ\text{C}$  bzw. einem korrespondierenden Mitteldruck von  $p_{MD} = p_3 = 28,0\text{bar}$  auf. Dieser Mitteldruck stellt den optimalen Mitteldruck  $p_{MD, \text{opt}}$  des Kreislaufs für die obigen Randbedingungen dar. Der Vergleich mit Literaturwerten (siehe Kapitel 2.5.2) liefert andere Ergebnisse, die Tabelle 3.5 zu entnehmen sind. Die Berechnungsansätze zum Mitteldruck weichen damit von dem hier experimentell ermittelten optimalen Mitteldruck ab. Diese Messung bestätigt somit Beobachtungen von MANOLE (2006) und SRINIVASAN (2011), wonach der Mitteldruck für R744 nicht korrekt mit Gl. (2.4) und Gl. (2.5) aus Kapitel 2.5.2 abgeschätzt werden kann.

Tabelle 3.5: Experimentell ermittelter und berechneter optimaler Mitteldruck bzw. optimale Verdampfungstemperatur bei Mitteldruck.

Messung		Literaturangaben aus Kapitel 2.5.2	
Mittel- druck $p_{MD, \text{opt}}$	Verdampfungs- tempera- tur $T'(p_{MD, \text{opt}})$	Mitteldruck $p_{MD, \text{opt}}$ nach Gl. (2.4)	Verdampfungstemperatur $T'(p_{MD, \text{opt}})$ nach Gl. (2.5)
28,0 bar	-8,1°C	34,5bar	1,8°C

### Kälte bei Nieder- und Mitteldruck

Mit der geänderten Kreislaufverschaltung arbeitet Verdampfer 1 wie bislang bei Niederdruck und Luft eintrittstemperaturen von  $T_{V1, \text{ein}} = -19,8 \div 0,1^\circ\text{C}$ , die Verdampfer 2 und 3 aber bei Mitteldruck mit  $T_{V2+3, \text{ein}} = 0,7 \div 0,4^\circ\text{C}$ . Verdampfer 2 und 3 stellen Kälte für die Normalkühlung (NK) bereit. Das Drehzahlverhältnis  $n_{ND}/n_{HD}$  beeinflusst direkt den Mitteldruck

$p_{MD} = p_3$  und damit indirekt auch die Kälteleistung der beiden Verdampfer 2 und 3, wie die nachfolgende Untersuchung zeigt.

In der folgenden Messreihe wird das Drehzahlverhältnis  $n_{ND}/n_{HD}$  in einem Intervall zwischen 1,16 und 1,47 variiert. Konstant gehalten werden die Kälteleistung von Verdampfer 1 mit  $\dot{Q}_{V,1} = 9,1 \div 0,2 \text{ kW}$  und die Kältemittelüberhitzung am Austritt von Verdampfer 2 und 3 mit  $T_{sup V 2+3} = 5,1 \div 0,4 \text{ K}$ . Weitere Randbedingungen sind: Luft Eintrittstemperatur Gaskühler  $T_{G, \text{ein}} = 30,1 \div 0,2^\circ \text{C}$ , Hochdruck  $p_{HD} = p_9 = 84,6 \div 0,5 \text{ bar}$ , Überhitzung am internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck  $T_{sup IWT MD} = 14,1 \div 5,1 \text{ K}$ . Die absoluten Drehzahlen betragen in  $\text{min}^{-1}$   $n_{ND}/n_{HD} = 1576/1363$  bis  $n_{ND}/n_{HD} = 1743/1189$ .

Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.5 dargestellt, detaillierte Angaben sind in Tabelle A.2 zusammengestellt. Die Gesamtkälteleistung der Verdampfer 2 und 3  $\dot{Q}_{V 2+3}$  (NK) fällt mit steigendem Drehzahlverhältnis im genannten Intervall annähernd linear ab; von  $\dot{Q}_{V 2+3} = 7,64 \text{ kW}$  auf  $\dot{Q}_{V 2+3} = 6,38 \text{ kW}$ . Gleichzeitig steigen Verdampfungstemperatur  $T'(p_{MD} = p_3)$  von  $T'(p_{MD}) = -6,3^\circ \text{C}$  auf  $T'(p_{MD}) = -4,7^\circ \text{C}$  und Mitteldruck  $p_{MD} = p_3$  von  $p_{MD} = 29,4 \text{ bar}$  auf  $p_{MD} = 30,7 \text{ bar}$ . Die Höhe der Kälteleistung in der Normalkühlung wird somit direkt durch das Drehzahlverhältnis  $n_{ND}/n_{HD}$  beeinflusst.

Für die beiden untersuchten Kreislaufverschaltungen hat das Drehzahlverhältnis  $n_{ND}/n_{HD}$  somit verschiedene Bedeutungen. Für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ kann der Mitteldruck über das Drehzahlverhältnis optimal gewählt werden. Dagegen ermöglicht das Drehzahlverhältnis für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ die Variation der bei Mitteldruck für die Normalkühlung abgeführten Kälte. Entsprechend der Kühlaufgabe (Eintemperatur- oder Mehrtemperatur-Transportbehälter) sind das Drehzahlverhältnis  $n_{ND}/n_{HD}$  und der Mitteldruck unterschiedlich zu wählen.

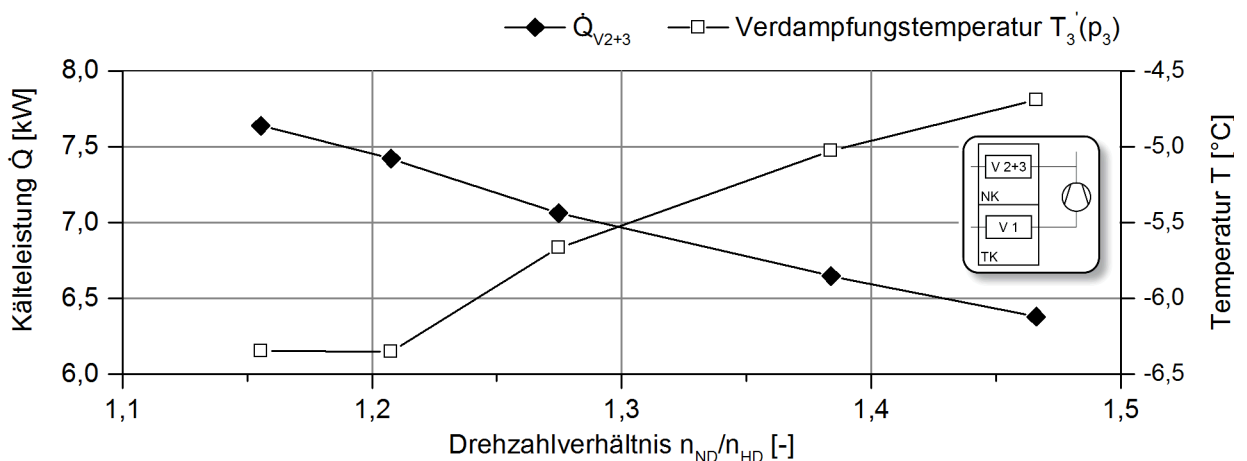


Abbildung 3.5: Kälteleistung der Verdampfer 2 und 3 (NK) in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis für konstante Luft eintrittstemperaturen in den Gaskühler und Verdampfer von  $T_{G, \text{ein}} \approx 30^\circ \text{C}$  und  $T_{V 1, \text{ein}} \approx -20^\circ \text{C}$  bzw.  $T_{V 2+3, \text{ein}} \approx 1^\circ \text{C}$  sowie konstanter Kälteleistung von Verdampfer 1  $\dot{Q}_{V 1} = 9,1 \div 0,2 \text{ kW}$  (TK).

### 3.3.3 Variation des übertragenen Wärmestroms im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck

Der interne Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) ermöglicht die Abkühlung des Hochdruckmassenstroms bis unter die Umgebungstemperatur und damit, wie in Kapitel 2.4.2 erläutert, eine Reduzierung der Expansionsverluste. Dieser Aspekt wird simulativ in Kapitel 6.1 untersucht. Bei der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ arbeiten die drei Verdampfer bei zwei unterschiedlichen Druckniveaus, deren jeweiligen Kälteleistungen durch den IWT MD beeinflusst werden. Der Einfluss vom IWT MD wird durch die folgende Messreihe verdeutlicht.

In einer Messreihe mit vier Messungen wird das Expansionsventil EXV-IWT MD aus Abbildung 3.1 geöffnet. In der ersten Messung liegt ein minimaler Öffnungsgrad von EXV-IWT MD vor, der über zwei weitere Messungen schrittweise bis zur letzten (vierten) Messung mit maximalem Öffnungsgrad vergrößert wird. Die schrittweise Öffnung von EXV-IWT MD verursacht Änderungen im gesamten Kältemittelkreislauf. Diese werden mithilfe eines p,h-Diagramms (Abbildung 3.6) sowie den im Kreislauf vorliegenden Wärme- und Kälteleistungen (Abbildung 3.7) aufzeigt. Für die Messreihe werden folgende konstante Randbedingungen gewählt: Verdichterdrehzahlen von  $n_{ND} = 1611 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{HD} = 1334 \text{ min}^{-1}$  mit einem Drehzahlverhältnis von  $n_{ND}/n_{HD} = 1,21$ , Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler  $T_{G, \text{ein}} = 29,9 \div 0,2^\circ\text{C}$ , Lufteintrittstemperaturen in die drei Verdampfer  $T_{V1, \text{ein}} = -19,7 \div 0,1^\circ\text{C}$  sowie  $T_{V2+3, \text{ein}} = 0,4 \div 0,3^\circ\text{C}$  und Hochdruck  $p_{HD} = 84,5 \div 0,3 \text{ bar}$ . Die Überhitzung der auf Mitteldruck arbeitenden Verdampfer 2 und 3  $T_{\text{sup V 2+3}}$  beträgt  $T_{\text{sup V 2+3}} = 5,2 \div 0,3 \text{ K}$ .

Die im Kreislauf durch das schrittweise Öffnen von Expansionsventil EXV-IWT MD vorliegenden Zustandsänderungen werden anschaulich im p,h-Diagramm (Abbildung 3.6) aufzeigt. Es

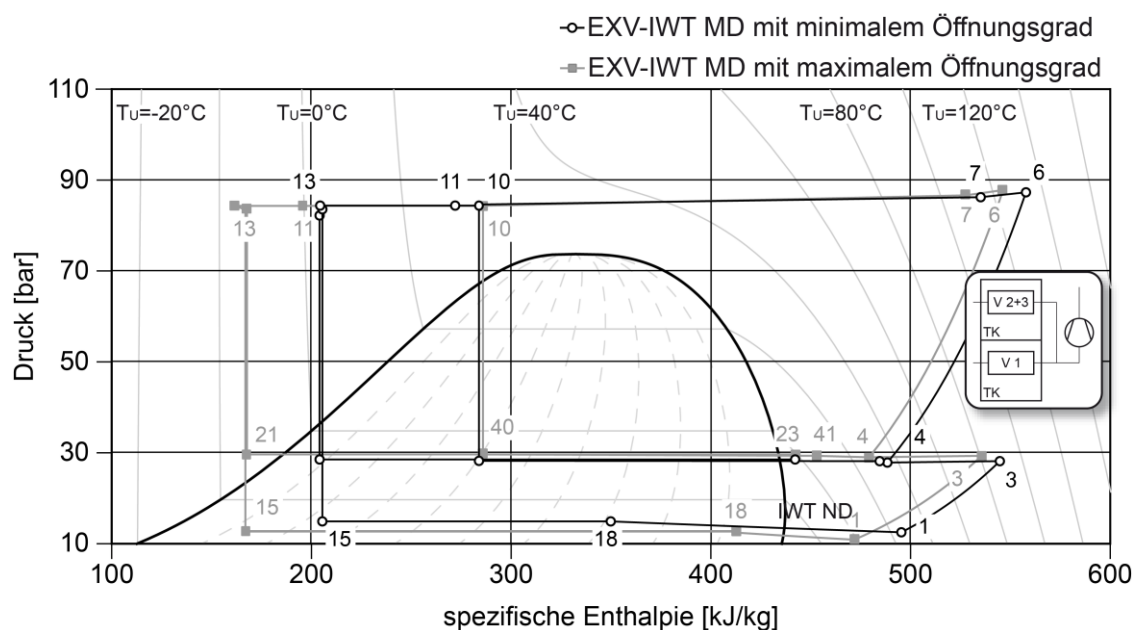


Abbildung 3.6: Zweistufige Versuchskälteanlage in der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ im p,h-Diagramm. Die schwarzen Linien zeigen den Kältekreislauf bei einem minimalen Öffnungsgrad von EXV-IWT MD, die grauen Linien den Kreislauf beim maximalen Öffnungsgrad.

zeigt zwei Messungen der oben angesprochenen Messreihe. Die erste Messung mit minimalem Öffnungsgrad (schwarz) und die letzte Messung mit maximalem Öffnungsgrad (grau). In der ersten Messung ist das Expansionsventil EXV-IWT MD nicht vollständig geschlossen. Vielmehr liegt im IWT MD eine geringe Abkühlung des Hochdruckmassenstroms vor, wie auch der spezifischen Enthalpieänderung  $q_{\text{IWT MD}} = h_{10} - h_{11}$  zu entnehmen ist (siehe p,h-Diagramm und die schwarze Linien). Der übertragene Wärmestrom beträgt  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}} = 1,03\text{kW}$ . Diese Messung ist auch in Abbildung 3.7 links enthalten, wo der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$ , die Kälteleistungen  $\dot{Q}_{V1}$  von Verdampfer 1 in der Tiefkühlung (TK) und  $\dot{Q}_{V2+3}$  von Verdampfer 2 und 3 in der Normalkühlung (NK) sowie die Gesamtkälteleistung der drei Verdampfer ( $\dot{Q}_{V1} + \dot{Q}_{V2+3}$ ) in Abhängigkeit vom Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$  aufgetragen sind. Bei weiterer Öffnung des EXV-IWT MD nimmt der auf Mitteldruck expandierte und im IWT MD verdampfte und überhitzte Massenstrom  $\dot{m}_{\text{IWT MD}}$  zu. Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$  steigt in der vierten Messung beim maximalen Öffnungsgrad, begrenzt durch eine Mindestüberhitzung am IWT MD, auf  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}} = 5,76\text{kW}$  an. Diese Messung wird im p,h-Diagramm aus Abbildung 3.6 durch die grauen Linien beschrieben. Es liegt eine große spezifische Enthalpieänderung  $h_{10} - h_{11}$  vor, bei einer minimalen Überhitzung am IWT MD von  $T_{\text{sup IWT MD}} \approx 9,0\text{K}$ .

Mit Zunahme von  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$  kommt es zu einer stärkeren Abkühlung des Hochdruckmassenstroms im Punkt 11, wie Abbildung 3.6 zu entnehmen ist. Die Kältemitteltemperatur sinkt und führt im nachfolgend durchströmten IWT ND zu einer Reduzierung des Wärmetransportes. Die spezifische Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt ( $h_{11} - h_{13}$ ) sinkt. Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{IWT ND}}$  nimmt von 5,85kW auf 2,18kW ab. Trotz der dämpfenden Wirkung des IWT ND nimmt die spezifische Enthalpie vor den Expansionsventilen EXV-V1 und EXV-V2+3 im Punkt 13 von Abbildung 3.6 ab. Dadurch steigen die spezifischen Enthalpiedifferenzen zwischen Aus- und Eintritt der Verdampfer 1 ( $h_{16} - h_{15}$ ) sowie der Verdampfer 2 und 3 ( $h_{23} - h_{21}$ ) an. Die Kälteleistung in Verdampfer 1 steigt von  $\dot{Q}_{V1} = 5,81\text{kW}$  auf  $\dot{Q}_{V1} = 9,03\text{kW}$ . Etwa im

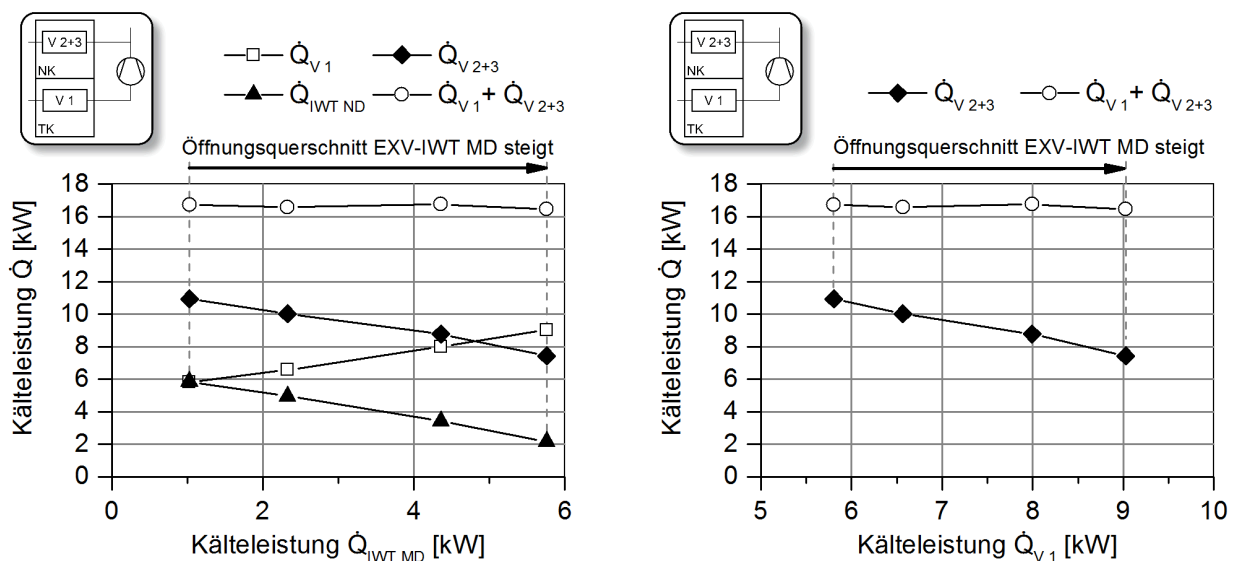


Abbildung 3.7: Einflussgrößen in Abhängigkeit des im IWT MD übertragenen Wärmestroms (links) und der Kälteleistung von Verdampfer 1 (rechts) für eine Luft Eintrittstemperatur am Gaskühler von  $T_{G, \text{ein}} \approx 30^\circ\text{C}$  und die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“.

gleichen Maß sinkt die Kälteleistung der Verdampfer 2 und 3 von  $\dot{Q}_{V\,2+3} = 10,93\text{kW}$  auf  $\dot{Q}_{V\,2+3} = 7,42\text{kW}$ . Ursache hierfür ist ein abnehmender Massenstrom durch die Verdampfer 2 und 3 ( $\dot{m}_{V\,2+3}$ ). Die Gesamtkälteleistung aller drei Verdampfer ( $\dot{Q}_{V\,1} + \dot{Q}_{V\,2+3}$ ) ist etwa konstant (siehe Abbildung 3.7). Die Kälteleistungen von Verdampfer 1 sowie von Verdampfer 2 und 3 können somit untereinander über die Variierung des übertragenen Wärmestroms im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$  verändert werden. Aufgrund der variierenden Kälteleistungen hat der  $COP_{el}$  nur eine eingeschränkte Aussagekraft und ist daher nicht in Abbildung 3.7 angegeben.

Der abnehmende Massenstrom in Verdampfer 2 und 3  $\dot{m}_{V\,2+3}$  ist Resultat des ansteigenden Massenstroms  $\dot{m}_{\text{IWT MD}}$ . Dem HD-Verdichter werden bei Mitteldruck die beiden Teilmassenströme ( $\dot{m}_{V\,2+3} + \dot{m}_{\text{IWT MD}}$ ) zugeführt, deren Summe nur minimal, aufgrund des leichten Anstiegs von  $p_3$ , zunimmt. Das beobachtete Verhalten rührt vom HD-Verdichter, dessen Förderverhalten durch einen nahezu konstanten Ansaugvolumenstrom ( $\dot{V} \sim V_{\text{Hub}} \cdot n$ ) gekennzeichnet ist.

Die schwarzen und grauen Linien des p,h-Diagramms aus Abbildung 3.6 sowie die Anfangs- und Endpunkte aus Abbildung 3.7 beschreiben den Arbeitsbereich des Ventils EXV-IWT MD hinsichtlich des Öffnungsgrades.

### 3.4 Zusammenfassung

Die mit dem Kältemittel R744 errichtete zweistufige Versuchskälteanlage ermöglicht die Variation von Umgebungs- und Betriebsparametern in vielfältiger Weise. Der Versuchsaufbau und die eingesetzten Komponenten orientierten sich an einer zweistufigen Referenzkälteanlage für Motorwagen. Für die Verdichtung wurden zwei einstufige Hubkolbenverdichter eingesetzt. Die beiden Verdichter können in der Drehzahl jeweils variabel betrieben werden. Über das Drehzahlverhältnis konnte damit der Mitteldruck einen gewünschten Wert annehmen.

Es werden experimentelle Ergebnisse zu den nachfolgenden drei Themenbereichen in Kapitel 3.3 erzielt:

1. Variation des Drehzahlverhältnisses von ND- und HD-Verdichter  $n_{\text{ND}}/n_{\text{HD}}$

Das Drehzahlverhältnis wird für zwei Kreislaufverschaltungen untersucht. Für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ existiert ein optimaler Mitteldruck  $p_{\text{MD, opt}}$  bei dem ein maximaler  $COP_{el}$  vorliegt. Dieser Mitteldruck kann in jedem Betriebspunkt über das Drehzahlverhältnis eingestellt werden. Für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ ermöglicht das Drehzahlverhältnis die Variation der bei Mitteldruck in Verdampfer 2 und 3 abgeführten Kälteleistungen.

2. Variation des im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) übertragenen Wärmestroms  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$

Der interne Wärmeübertrager bei Mitteldruck hat für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ einen entscheidenden Einfluss auf die Kälteleistungen bei Nieder- und Mitteldruck. Der IWT MD ermöglicht Kälteleistungen zwischen der Normal- und Tiefkühlung zu verschieben. Die Verdampfer können damit in einem vergrößerten



ßerten Betriebsbereich betrieben und den Kälteanforderungen von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen angepasst werden.

### 3. Machbarkeit des zweistufigen R744-Kältemittelkreislaufs

Die Machbarkeit einer zweistufigen R744-Transportkälteanlage wird mit den vorgestellten Ergebnissen gezeigt. Eine Bewertung des R744-Kreislaufs hinsichtlich energetischer Effizienz gegenüber anderen Kältemitteln ist experimentell nicht möglich. Daher werden in den folgenden Kapiteln kalibrierte Kreislaufmodelle entwickelt und sich der offenen Fragestellung in der Simulation genähert.

## 4 Modellerstellung und Kalibrierung zweistufiger Kältemittelkreisläufe

Über die konkrete zweistufige R744-Versuchskälteanlage hinausgehende Fragestellungen werden in den folgenden Kapiteln mittels Simulation untersucht. Hierzu erfolgt die Modellerstellung in der objektorientierten, gleichungsbasierten Modellierungssprache Modelica unter Nutzung der Komponenten-Modellbibliothek TIL. Die Bibliothek wird am Institut für Thermodynamik der TU-Braunschweig gemeinsam mit der TLK-Thermo GmbH entwickelt. Sie ermöglicht die stationäre und instationäre Simulation von thermischen Systemen und beinhaltet Komponenten für Kälte-, Kühl- und Wärmepumpenkreisläufe. Die Komponenten-Modellbibliothek TIL wird ausführlich, z.B. in RICHTER (2008), vorgestellt. Die thermophysikalischen Kältemittelleigenschaften werden mit der Software TIL-Media der TLK-Thermo GmbH berechnet.

Nachfolgend wird der zweistufige Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck für die Kältemittel R744, R1270 und R410A numerisch in Kapitel 4.1 abgebildet. Eine Kalibrierung an experimentelle Daten erfolgt in Kapitel 4.2.

Thematisch werden die Inhalte des Kapitels 4 verkürzt in MÖHLENKAMP ET AL. (2013a), MÖHLENKAMP ET AL. (2014a) und MÖHLENKAMP ET AL. (2014b) diskutiert.

### 4.1 Modellerstellung zweistufiger Kältemittelkreisläufe

Alle Komponenten des zweistufigen Kältemittelkreislaufs werden numerisch mit dem Ansatz der Finiten Volumen beschrieben. In den Komponentenmodellen werden Wärmeübergang und Druckverlust durch Ansätze aus der Fachliteratur wiedergegeben. Ein Großteil der Komponentenmodelle sind in der TIL-Bibliothek enthalten, die um ein Verdichtermodell, einen Elektromotor der Leistungsklasse 11kW bis 18kW und ein Transportbehältermodell ergänzt wird.

Nachfolgend werden die neuen Komponentenmodelle vorgestellt. Die Wärmeübertrager der TIL-Bibliothek werden in Bezug auf die Wärmeübergangsbeziehungen und die Druckabfallsbeziehungen diskutiert. Abschließend werden Kreislauf- bzw. Systemmodelle von zweistufigen Kältemittelkreisläufen erstellt.

#### 4.1.1 Verdichter

Im Verdichter erfolgt die Druckerhöhung von Eintritts- auf Austrittsdruck. Geförderter Kältemittelmassenstrom, Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt und die mechanische bzw. elektrische Leistungsaufnahme vom Verdichter sind in Kreislaufsimulationen vielfach unbekannte Größen, die durch das Verdichtermodell zu bestimmen sind. Die drei genannten Größen sind dabei von aktuellen Betriebsbedingungen wie Eintritts- und Austrittsdruck, Kältemittelntrittstemperatur, Drehzahl und konstruktiven Verdichtergrößen abhängig.

In der Literatur sind verschiedene numerische Ansätze zur Beschreibung von Verdichtern bekannt, u.a. semi-empirische Modelle. Bei diesem Modellansatz werden wesentliche Vorgänge im Verdichter, in Bezug auf den Massenstrom, die Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt und die Leistungsaufnahme, durch physikalische Gleichungen beschrieben und mit empirischen Koeffizienten an experimentelle Daten angepasst. Dieser Ansatz wird beispielsweise in GRÄBER (2013), NAVARRO ET AL. (2007) und WINANDY ET AL. (2002) für einstufige Verdichter verwendet. Er ermöglicht Extrapolationen außerhalb des Messbereiches, wie LI (2012) zeigt.

Ein- und zweistufige Kolbenverdichter werden modelliert, deren Modellbeschreibungen sich an dem Ansatz von NAVARRO ET AL. (2007) orientieren. Gegenüber diesem sind die erstellten Modelle in der Beschreibung des Leckagemassenstroms und der Kältemittelaufheizung durch Reibung modifiziert. Beide Größen berücksichtigen den Einfluss der Kolbenanzahl und der Drehzahlabhängigkeit. Eine detaillierte Modellbeschreibung der ein- und zweistufigen Verdichter erfolgt im Anhang B.1.

Folgende Verdichter werden als Modell abgebildet:

- Für das Kältemittel R744 werden Modelle, der in der Versuchskälteanlage eingesetzten einstufigen halbhermetischen Hubkolbenverdichter (HAX2/70-4CO2T und HAX2/90-4CO2T der Firma GEA Bock), erstellt.
- Zwei Verdichtermodele zweistufiger offener Hubkolbenverdichter werden für die Kältemittel R1270 und R410A erstellt. Für R1270 ist der Verdichter FZX40/600 der Firma GEA Bock und für R410A der Verdichter S4NPFR aus dem Haus Bitzer vermessen worden. Bei beiden zweistufigen Verdichtern handelt es sich um Seriengeräte. Für den Verdichterantrieb kommt ein separater Elektromotor aus Kapitel 4.1.2 zum Einsatz.

### 4.1.2 Elektromotor

Ein Elektromotor als Verdichterantrieb nimmt elektrische Leistung  $P_{el}$  auf und gibt mechanische Nutzleistung  $P_{mech}$  an die Kupplung ab. Das Verhältnis beider Leistungen ist der Motorwirkungsgrad  $\eta_{Motor} = P_{mech}/P_{el}$ , welcher allgemein von der Leistung und der Drehzahl abhängt. Die Differenz zwischen elektrischer und mechanischer Leistung beschreibt den Motorverlust, der in Form eines Wärmestroms abgegeben wird ( $\dot{Q}_{Motor} = P_{el} - P_{mech}$ ). Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{Motor}$  wird je nach Anbindung des Motors an den Verdichter (offener oder geschlossener Verdichter) oder an die Umgebung bzw. an das Kältemittel abgegeben.

Über einen Frequenzumrichter kann ein Elektromotor in einem weiten Drehzahlbereich betrieben werden. Der von der Drehzahl auf den Motorwirkungsgrad resultierende Einfluss ist von der konkreten Motorauslegung und dem Frequenzumformer abhängig. Der Motorwirkungsgrad kann dabei in Abhängigkeit von Last und Drehzahl ansteigen oder abfallen.

Die beiden zweistufigen, offenen R1270- und R410A-Hubkolbenverdichter werden durch einen separaten Elektromotor in Verbindung mit einem Frequenzumrichter angetrieben. Der Motorwirkungsgrad eines typischen Elektromotors für Verdichter der Leistungsklasse 11kW bis 18kW und einer Nenndrehzahl von  $1450\text{min}^{-1}$  in Abhängigkeit der mechanischen Leistung zeigt Abbildung 4.1. Die Herstellerangaben werden mit Hilfe einer Korrelation im relevanten

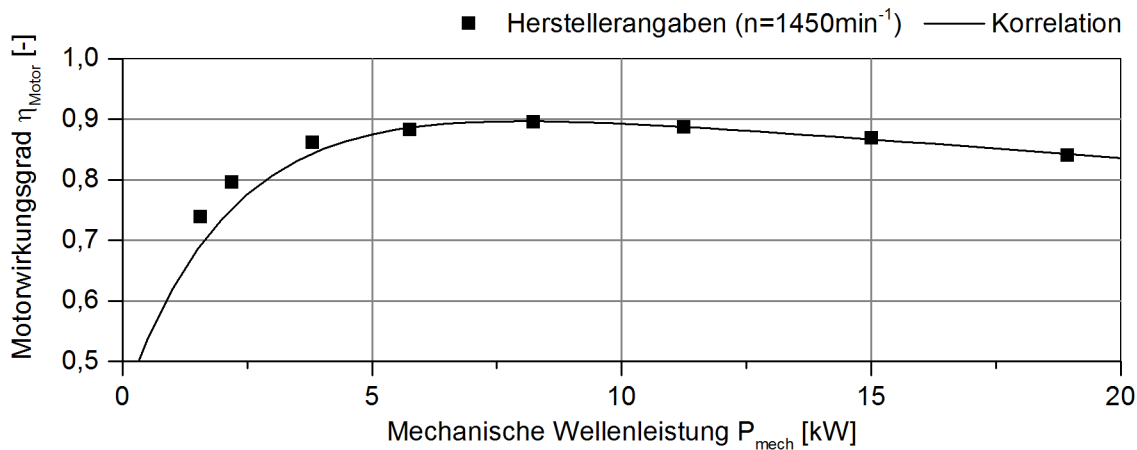


Abbildung 4.1: Wirkungsgrad eines Elektromotors der Leistungsklasse 11kW bis 18kW in Abhängigkeit der mechanischen Leistung für eine Nenndrehzahl von  $1450\text{min}^{-1}$ . Der Elektromotor wird zum Antrieb der offenen, zweistufigen R1270- und R410A-Verdichter verwendet.

Leistungsbereich von 4kW bis 20 kW hinreichend genau wiedergegeben. Dieser Verlauf wird auch für einen Drehzahlbereich von  $1000\text{min}^{-1}$  bis  $2500\text{min}^{-1}$  verwendet, da Motorwirkungsgrade für abweichende Drehzahlen nicht bekannt sind und diese nicht prognostiziert werden können.

### 4.1.3 Transportbehälter

Ein Mehrtemperatur-Kühlfahrzeug mit zwei separaten Kammern zum Transport von gefrorenen und verderblichen Produkten zeigt Abbildung 4.2 in der Draufsicht. Entsprechend der Anzahl an Kühlraumtemperaturen von  $T_{\text{Kühl,NK}} = 0^\circ\text{C}$  und  $T_{\text{Kühl,TK}} = -20^\circ\text{C}$  wird der Transportbehälter nachfolgend als Zweitemperatur-Transportbehälter bezeichnet. In beide Kammern liegen folgende Wärme- und Luftströme, bei Annahme einer Umgebungstemperatur höher als  $0^\circ\text{C}$ , vor:

- Wärmeströme durch Wände

An der Behälteraußenseite tritt Wärmetransport durch Konvektion  $\dot{Q}_{\text{Konv } 1}$  und Solarstrahlung  $\dot{Q}_{\text{Stra}}$  auf. Der Wärmestrom gelangt durch Wärmeleitung an die Behälterinnenseite und wird dort über Konvektion  $\dot{Q}_{\text{Konv } 2}$  an den Kühlraum übertragen. Entlang der Zwischenwand von Abbildung 4.2 tritt der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Z-Wand}}$  infolge der unterschiedlichen Kühlraumtemperaturen auf.

- Stoffaustausch

Luftaustausch mit der Umgebung besteht durch Undichtigkeiten, Türöffnungen beim Be- und Entladen sowie aktiver Belüftung. In Abbildung 4.2 tritt Luft mit Umgebungstemperatur in den Transportbehälter ein ( $\dot{m}_{\text{Luft ein}}$ ) und Luft mit Kühlraumtemperatur aus ( $\dot{m}_{\text{Luft aus}}$ ). Die Stoffströme führen zu einer Erwärmung der Kühlkammern.

- Wärmeabgabe an die Transportkälteanlage

Luft aus der Kühlkammer strömt durch den Verdampfer der Transportkälteanlage und gibt dort Wärme an diesen ab. Die kältere Luft wird in den Kühlraum zurückgeführt. Abbildung 4.2 zeigt insgesamt 3 Verdampfermodule (VM 1, VM 2 und VM 3), die jeweils aus einem Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager und Lüfter bestehen. In Kammer 1 wird der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Kühl } 1}$  an das VM 1 und in Kammer 2 der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Kühl } 2}$  an die VM 2 und VM 3 abgegeben. Die Kühlung beider Kammern mit den drei Verdampfermodulen kann durch die zweistufige Versuchskälteanlage aus Kapitel 3 erfolgen.

Der Eintemperatur-Transportbehälter kann als Sonderfall des Zweitemperatur-Transportbehälters behandelt werden, indem für beide Kammern die gleiche Temperatur angesetzt wird oder die Zwischenwand entfällt.

In dieser Arbeit werden Ein- und Zweitemperatur-Transportbehälter mit einer Kapazität von jeweils 18 Euro-Paletten und den in Tabelle 4.1 zu entnehmenden geometrischen Abmessungen betrachtet. Die in die beiden Transportbehälter eintretenden Wärme- und Stoffströme sind gleich dem Kältebedarf der Transportbehälter, welche zur Aufrechterhaltung konstanter Kühlraumtemperaturen durch eine Transportkälteanlage zu erbringen sind. Der Kältebedarf für einen Eintemperatur-Transportbehälter  $\dot{Q}_{\text{Kühl}}$  sowie für einen Zweitemperatur-Transportbehälter  $\dot{Q}_{\text{Kühl } 1}$  und  $\dot{Q}_{\text{Kühl } 2}$  werden mit Modellen aus dem Anhang B.2 abgeschätzt, die auf einem vereinfachten Ansatz der DIN 8959 basieren. Dieser vereinfachte Ansatz ist für die folgenden Untersuchungen in Kapitel 6 und 7 ausreichend.

Im Ein- und Zweitemperatur-Transportbehälter wird ein Wärmedurchgangskoeffizient von  $k = 0,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  angenommen, der den Mindestanforderungen der DIN 8959 für Kühlraumtemperaturen von  $0^\circ\text{C}$  oder weniger entspricht (DIN 8959). Darüber hinaus wird für den Zweitemperatur-Transportbehälter eine bewegliche Zwischenwand aus GFK mit einem Wärmedurchgangskoeffizient von  $k_{\text{Z-Wand}} = 2,0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  angesetzt, entsprechend dem

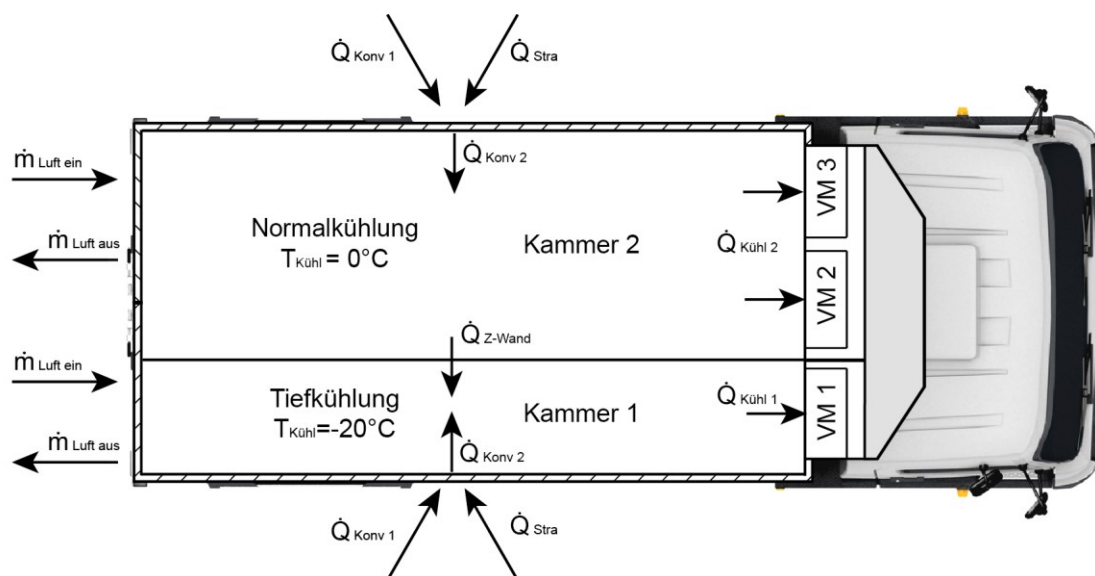


Abbildung 4.2: Draufsicht auf ein Kühlfahrzeug mit horizontalem Schnitt durch den Transportbehälter und der kalten Seite der Transportkälteanlage. Schematisch sind die in den Transportbehälter ein- und austretenden Wärme- und Massenströme dargestellt.

Tabelle 4.1: Parameter des Transportbehälters für das exemplarische Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr (nach MÖHLENKAMP ET AL. (2011)).

Beschreibung	Wert
Äußere Geometrie	$l = 7,2\text{m}; b = 2,6\text{m}; h = 2,6\text{m}$
Wandstärke Boden	$d_{\text{Boden}} = 0,100\text{m}$
Wandstärke Dach	$d_{\text{Dach}} = 0,080\text{m}$
Wandstärke Seitenwand	$d_{\text{Seite}} = 0,060\text{m}$
Wandstärke Tür	$d_{\text{Tür}} = 0,080\text{m}$
Wandstärke Front	$d_{\text{Front}} = 0,105\text{m}$
Volumenverhältnis Tief-/Normalkühlung	$1/2$
Temperatur Normalkühlung	$T_{\text{Kühl,NK}} = 0^\circ\text{C}$
Temperatur Tiefkühlung	$T_{\text{Kühl,TK}} = -20^\circ\text{C}$
Wärmedurchgangskoeffizient	$k = 0,4\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
Wärmedurchgangskoeffizient Zwischenwand	$k_{\text{Z-Wand}} = 2,0\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$
Zuschlagsfaktor $C_1$	$C_1 = 2,8$
Zuschlagsfaktor $C_2$	$C_2 = 2$
Zuschlagsfaktor $C_3$	$C_3 = 1,15$

ATP-Übereinkommen. Im Verteilerverkehr werden durchschnittlich vier Belieferungen in der Stunde bei einer Türöffnungszeit von fünf Min. angenommen, womit sich die Zuschlagsfaktoren zu  $C_1 = 2,8$  und zu  $C_2 = 2$  ergeben. Die angenommene Türöffnungszeit ist nach DIN 8959 maximal gewählt. Der Faktor  $C_3$  erfasst den Wärmeeintrag durch Abtauung der Verdampfer bei unterbrochener Kälteleistung. An den Verdampferlamellen gefriert Wasser und erfordert eine regelmäßige Enteisung der selbigen. Der dabei benötigte Wärmestrom erhöht den Kältebedarf und ist nach DIN 8959 zu berücksichtigen. Der Einfluss der Abtauung wird mit einem Faktor von  $C_3 = 1,15$  abgeschätzt.

Im Zweitemperatur-Transportbehälter beträgt das Flächenverhältnis  $1/3$  Kammer 1 zu  $2/3$  Kammer 2, wie in Abbildung 4.2 dargestellt. Die Leistungen der drei Verdampferlüfter  $P_{\text{Lüfter,V 1}}$ ,  $P_{\text{Lüfter,V 2}}$  und  $P_{\text{Lüfter,V 3}}$  in den Verdampfermodulen VM 1, VM2 und VM 3 werden komplett in Wärme umgewandelt (dissipiert). Die Leistungen erhöhen damit die von der Transportkälteanlage zu erbringenden Verdampferkälteleistungen. Für den Zweitemperatur-Transportbehälter berechnet sich der Bruttokältebedarf für beide Kammern ( $\dot{Q}_{\text{Kühl 1, Brutto}}$  und  $\dot{Q}_{\text{Kühl 2, Brutto}}$ ) mit Gl. (4.2) bzw. (4.3). Im Eintemperatur-Transportbehälter ohne Zwischenwand

$$\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto}} = \dot{Q}_{\text{Kühl}} + P_{\text{Lüfter, V 1}} + P_{\text{Lüfter, V 2}} + P_{\text{Lüfter, V 3}} \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_{\text{Kühl 1, Brutto}} = \dot{Q}_{\text{Kühl 1}} + P_{\text{Lüfter, V 1}} \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{\text{Kühl 2, Brutto}} = \dot{Q}_{\text{Kühl 2}} + P_{\text{Lüfter, V 2}} + P_{\text{Lüfter, V 3}} \quad (4.3)$$

erfolgt eine parallele Kühlung mit den drei Verdampfermodulen. Die Bruttokälteleistung  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto}}$  berechnet sich mit Gl. (4.1). Die Leistungsaufnahme der Verdampferlüfter beträgt  $P_{\text{Lüfter, V1}} = P_{\text{Lüfter, V2}} = P_{\text{Lüfter, V3}} = 0,52\text{kW}$ , entsprechend der Lüfter aus der Versuchskälteanlage (Kapitel 3.1.2).

#### 4.1.4 Wärmeübertrager

In der TIL-Bibliothek sind Modelle für Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager sowie Koaxialrohr-Wärmeübertrager enthalten, die die Wärmeübertragung zwischen Luft und Kältemittel bzw. zwischen Kältemittel und Kältemittel wiedergeben. In diesen Modellen werden Druckverlust und Wärmeübergang über die nachfolgend genannten allgemeingültigen Beziehungen aus der Fachliteratur beschrieben. Empirische Koeffizienten ermöglichen eine Anpassung an Messdaten.

Der kältemittelseitige Reibungsdruckverlust in den Wärmeübertragern wird über eine Korrelation von Wagner (WAGNER (2008), Gl. 151) erfasst. Der Wärmeübergang wird für beide Wärmeübertrager-Bauformen über die Nußelt-Zahl ermittelt, wobei unterschieden wird zwischen:

- Erzwungene Strömungen in durchströmten Rohren

Der kältemittelseitige Wärmeübergang erfolgt als erzwungene Strömung in durchströmten Rohren. Dabei ist zwischen einphasiger und zweiphasiger Strömung zu unterscheiden.

Einphasige Strömung:

Im Fall einer laminaren Strömung wird eine konstante Nußelt-Zahl von  $Nu = 3,657$  verwendet (vgl. BAEHR ET AL. (2004), Gl. 3.234). Für turbulente Strömung berechnet sich die Nußelt-Zahl über ein Ansatz von Gnielinski und Dittus-Bölder (vgl. BAEHR ET AL. (2004), Gl. 3.260 und Gl. 3.259).

Zweiphasige Strömung:

Bei Verdampfung wird die Nußelt-Zahl über eine Korrelation von Steiner (vgl. BAEHR & STEPHAN (2010), Gl. 4.160) und für die Kondensation mit einer Beziehung von Shah (vgl. BAEHR & STEPHAN (2010), Gl. 4.52) berechnet.

- Erzwungene Strömung in überströmten Flächen

In den Lamellen-Wärmeübertragern wird der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient durch eine geometriebasierte Korrelation von Haaf (vgl. PLANK (1988), Gl. 12.36) beschrieben, die die Geometrie der Lamellen berücksichtigt.

#### 4.1.5 Zweistufige R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodelle

Die vorgestellten Komponentenmodelle Verdichter, Elektromotor und Wärmeübertrager werden mit weiteren, hier nicht näher diskutierten Komponenten der TIL-Komponentenbibliothek, zu zweistufigen Kreislaufmodellen zusammengefügt.

Die R744-Versuchskälteanlage mit dem Fließbild aus Abbildung 3.1 ermöglichte die beiden Kreislaufverschaltungen „Kälte bei Niederdruck“ und „Kälte bei Nieder- und Mittedruck“. Beide Kreislaufverschaltungen werden numerisch durch separate Kreislaufmodelle beschrieben, die sich allein durch den bei Verdampfer 2 und 3 vorliegenden Verdampfungsdruck unterscheiden. Die Kreislaufmodelle berücksichtigen relevante Druckverluste und/oder Wärmeströme in Nebenaggregaten wie sie in der R744-Versuchskälteanlage in Rohrleitungen, dem Filter und dem Ölabscheider beobachtet werden.

Für die drei Kältemittel R744, R1270 und R410A werden jeweils zwei zweistufige Kreislaufmodelle, gemäß der beiden Kreislaufverschaltungen aus Abbildung 3.1, erstellt. Die Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragermodelle enthalten die geometrischen Abmessungen der zweistufigen R744-Versuchskälteanlage bzw. der zweistufigen Referenzanlage mit R410A oder R1270 aus Kapitel 3.1.2. Diese sind von den äußeren Abmessungen gleich. Zur Reduzierung der Rechenzeit sind die in der Versuchskälteanlage parallel durchströmten Verdampfer 2 und 3 zu einem größeren Verdampfer (Verdampfer 2+3) zusammengefasst. Die internen Wärmeübertrager der Versuchskälteanlage (IWT MD und IWT ND) werden als Koaxialrohr-Wärmeübertrager modelliert; ein entsprechendes Modell ist als Standardkomponente in der TIL-Bibliothek enthalten. In den Modellen der IWT MD und IWT ND gleichen die Wärmeübertragungsflächen jeweils denen der R744-Versuchskälteanlage.

Um den unterschiedlichen Kältemitteleigenschaften Rechnung zu tragen, sind die Komponentenmodelle für jedes Kältemittel wie folgt individuell angepasst:

- R744-Kältemittelkreisläufe

Es werden die beiden einstufigen halbhermetischen Verdichtermodelle HAX2/70-4CO2T und HAX2/90-4CO2T verwendet. Die interne Verschaltung der Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager entspricht der Versuchskälteanlage.

- R1270- und R410A-Kältemittelkreisläufe

Es werden die offenen zweistufigen R1270 und R410A-Verdichtermodelle FZX40/600 für R1270 bzw. S4NPRF für R410A verwendet. Angetrieben werden beide Verdichter jeweils durch den Elektromotor der Leistungsklasse 11kW bis 18kW aus Kapitel 4.1.2. In den Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern ist die gleiche Anzahl paralleler Kältemittelpfade wie in der zweistufigen Referenzanlage gewählt. Gegenüber R744 liegen damit mehr parallele Kältemittelpfade vor (siehe auch Tabelle 3.2). Die höhere Anzahl paralleler Pfade steigert den  $COP_{el}$ . Für die Nebenaggregate (Rohrleitungen und Filter) werden gegenüber R744 größere Durchmesser gewählt.

## 4.2 Kalibrierung

Die Komponenten der zweistufigen Kreislaufmodelle werden mit experimentellen Daten kalibriert. Die R744-, R1270- und R410A-Verdichtermodelle werden als Einzelkomponenten kalibriert. Dies ist ausführlich im Anhang C.1 beschrieben. Die Kalibrierung der Wärmeübertrager und der weiteren Kreislaufkomponenten erfolgt zur Berücksichtigung vorliegender Wech-



selwirkungen im Gesamtkreislauf- bzw. im Kreislaufmodell, wie ausführlich im Anhang C.2 dargelegt.

### 4.2.1 R744-Kreislaufkomponenten

Die R744-Komponentenmodelle werden an experimentellen Messdaten der R744-Versuchskälteanlage kalibriert, wozu Betriebspunkte aus einem weiten Betriebsbereich verwendet werden. Der Betriebsbereich umfasst Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler von 20°C bis 40°C, Lufteintrittstemperaturen in den Verdampfer von -20°C bis 0°C und Hochdrücke von 65bar bis 110bar. Es sind Messungen mit den beiden einstufigen halbhermetischen Hubkolbenverdichtern mit Drehzahlen von 1000min<sup>-1</sup> bis 2100min<sup>-1</sup> enthalten.

In den einzelnen Komponentenmodellen werden empirische Koeffizienten gewählt. Bei den einstufigen Verdichtern sind dies jeweils neun Koeffizienten, deren Werte dem Anhang C.1.2 zu entnehmen sind. In den Wärmeübertragern werden die Beziehungen aus der Fachliteratur zum Druckverlust und zum Wärmeübergang aus Kapitel 4.1.3 mit empirischen Koeffizienten multipliziert, siehe im Anhang Tabelle C.9. Weitere empirische Koeffizienten werden in Nebenaggregaten wie Rohrleitungen, Filter und Ölabscheider verwendet.

Die Kalibrierungen werden nachfolgend am zweistufigen R744-Kreislaufmodell für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ diskutiert. Dies erfolgt am Beispiel eines exemplarischen Betriebspunktes und statistischer Angaben zu allen 19 ausgewählten Betriebspunkten aus dem oben genannten Betriebsbereich.

#### Exemplarischer Betriebspunkt

Im Kreislauf arbeiten alle drei Verdampfer bei Niederdruck. Im Kreislaufmodell werden folgende Größen als Randbedingungen vorgegeben: Luftvolumenstrom und Lufteintrittstemperatur der beiden Gaskühler und der drei Verdampfer ( $T_{G, \text{ein}}$ ,  $T_{V, \text{ein}}$ ), Drehzahlen vom ND- und HD-Verdichter ( $n_{\text{ND}}$ ,  $n_{\text{HD}}$ ) sowie der Dampfgehalt nach dem Niederdrucksammler  $x_{18}$ . Darüber hinaus wird der Hochdruck nach Gaskühler 2  $p_9 = p_{\text{HD}}$  und der auf Mitteldruck entspannte und im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) vollständig verdampfende Massenstrom  $\dot{m}_{\text{IWT MD}}$  in der Simulation geregelt.

Der exemplarische Betriebspunkt ist durch Lufteintrittstemperaturen in die beiden Gaskühler von  $T_{G, \text{ein}} = 29,9^\circ\text{C}$  und in die drei Verdampfer von  $T_{V, \text{ein}} = -21,2^\circ\text{C}$  gekennzeichnet. Der Hochdruck beträgt  $p_9 = p_{\text{HD}} = 88,0\text{bar}$ , die Verdichterdrehzahlen  $n_{\text{ND}} = 1703\text{min}^{-1}$  und  $n_{\text{HD}} = 1334\text{min}^{-1}$ . Der exemplarische Betriebspunkt ist im p,h-Diagramm aus Abbildung 4.3 dargestellt. Schwarze Linien zeigen die Messung und graue Linien die Simulation. Ein Vergleich beider Kurvenverläufe zeigt geringe Abweichungen. Die Austrittstemperatur am ND-Verdichter (Punkt 3) sowie am internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) (Punkt 41) sind in der Simulation höher, so dass auch die Verdichtung im HD-Verdichter zwischen den Punkten 4 und 6 bei etwas höheren Temperaturen erfolgt. Die Kühlung des Hochdruckmassenstroms in den beiden Gaskühlern und den beiden internen Wärmeübertragern (IWT MD und IWT ND) führt am Austritt vom IWT ND (Punkt 13) zu einer Abweichung von 1K gegenüber der

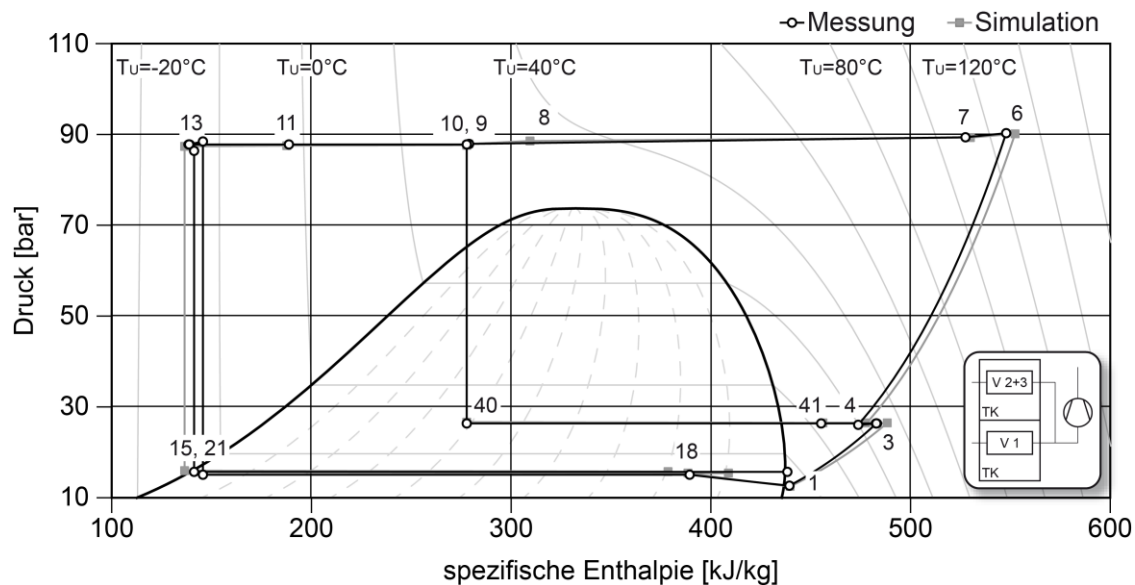


Abbildung 4.3: Vergleich zwischen Messung (schwarze Linien) und Simulation (graue Linien) für einen Betriebspunkt im p,h-Diagramm. Wichtige Positionen des Kältemittelkreislaufs sind nummeriert, die sich an dem Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der zweistufigen Versuchskälteanlage aus Abbildung 3.1 orientiert.

Tabelle 4.2: Abweichungen von Bewertungsgrößen zwischen Messung und Simulation für die zwei R744-Kreislaufmodelle.

Größe	Absolute Größe	Mittlerer absoluter Fehler		Standardabweichung	
	[kW] bzw. [-]	[kW] bzw. [-]	[%]	[kW] bzw. [-]	[%]
<i>Kreislaufverschaltung: „Kälte bei Niederdruck“</i>					
Kälteleistung: $\dot{Q}_V$	12,00 bis 23,49	0,31	1,8	0,38	2,1
$COP_{el}$	1,00 bis 2,67	0,05	2,9	0,06	3,7
<i>Kreislaufverschaltung: „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“</i>					
Kälteleistung Verd. 1: $\dot{Q}_{V1}$	5,50 bis 9,88	0,11	1,4	0,12	1,7
Kälteleistung Verd. 2 u. 3: $\dot{Q}_{V2+3}$	6,31 bis 13,00	0,22	2,3	0,21	2,2
$COP_{el}$	1,20 bis 2,03	0,05	3,1	0,06	3,9

Messung. Die Gesamtkälteleistung aller drei Verdampfer von  $\dot{Q}_V = 14,3\text{kW}$  (gemäß Berechnungsvorschrift aus Tabelle 3.4) wird in der Simulation um  $0,14\text{kW}$  bzw.  $1,0\%$  zu gering wiedergegeben. Der  $COP_{el}$  nach Gl. (3.6) beträgt in der Messung  $COP_{el} = 1,35$ , in der Simulation ist dieser um  $0,01$  bzw.  $1,1\%$  geringer.

### Auswertung aller Betriebspunkte

Insgesamt werden 19 Betriebspunkte für die Kalibrierung der Kreislaufkomponenten aus dem genannten Betriebsbereich verwendet. Im Experiment werden Kälteleistungen  $\dot{Q}_V$  zwischen  $12,00\text{kW}$  bis  $23,49\text{kW}$ , im Mittel  $16,69\text{kW}$ , sowie  $COP_{el}$ -Werte zwischen  $0,86$  und  $4,18$ , im Mittel  $1,62$ , gemessen (siehe Tabelle 4.2). Die Abweichungen der Kälteleistungen betragen im

Mittel 0,25kW bzw. 2,3% bei einer Standardabweichung von 0,32kW bzw. 3,4%. Der mittlere absolute Fehler beträgt für den  $COP_{el}$  0,05 bzw. 3,4%. Die Modelle der Einzelkomponenten und des Gesamtkreislaufs geben die Versuchskälteanlage mit hinreichender Genauigkeit wieder.

Vergleichbare Genauigkeiten werden auch für Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ erreicht, wie Tabelle 4.2 ebenfalls zu entnehmen ist. Hierfür wurden 16 Betriebspunkte aus dem oben genannten Betriebsbereich ausgewählt.

#### 4.2.2 R1270- und R410A-Kreislaufkomponenten

Externe Verdichtermessungen im Drehzahlbereich zwischen  $500\text{min}^{-1}$  und  $2500\text{min}^{-1}$  mit zweistufigen offenen R1270- und R410A-Serienverdichtern der Reihen FZX40/600 von Bock für R1270 und S4NPRF von Bitzer für R410A liegen vor. Beide Verdichter werden jeweils in ein Verdichtermodell überführt und mit Messdaten kalibriert, ausführlich in Anhang C.1 beschrieben. Weitere experimentelle Daten zu einzelnen Kreislaufkomponenten sind nicht vorhanden.

Die empirischen Koeffizienten der R1270- und R410A -Wärmeübertrager zum Druckverlust und Wärmeübergang werden von den R744-Kreislaufkomponenten übernommen. Die Übertragung der Koeffizienten ist aufgrund des gewählten Modellierungsansatzes möglich. Die empirischen Koeffizienten der Nebenaggregate wie Rohrleitungen, Filter und Ölabscheider werden so gewählt, dass im Auslegungspunkt gleiche Druckverluste in den einzelnen R744-, R1270- und R410A-Nebenaggregaten vorliegen.

### 4.3 Zusammenfassung

Mit der Komponentenbibliothek TIL werden zweistufige R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodelle erstellt. Die Kreislaufmodelle setzen sich aus mehreren Komponentenmodellen zusammen. Diese sind mit dem Ansatz der Finiten Volumen erstellt und berücksichtigen die thermophysikalischen Eigenschaften der drei Kältemittel. Druckverlust und Wärmeübergang werden mittels allgemeingültiger Beziehungen beschrieben. Die Komponentenmodelle sind mit experimentellen Daten kalibriert.

## 5 Exemplarische Kühlfahrzeuge

Es werden zwei exemplarische Kühlfahrzeuge in der Gewichtsklasse von 12 Tonnen bis 19 Tonnen mit Platz für bis zu 18 Euro-Paletten betrachtet. Die Kühlfahrzeuge beliefern vom Logistikzentrum aus Supermärkte mit verderblichen und/oder gefrorenen Waren und haben dabei mehrere Auslieferungen pro Stunde. Die Kühlfahrzeuge, ähnlich zu Abbildung 2.1, bestehen jeweils aus einem Fahrzeuggestell, einem wärmeisolierten Transportbehälter und einer zweistufigen Transportkälteanlage mit dem Kältemittel R744, R1270 oder R410A. Es wird allein die Kühlung der Transportbehälter betrachtet, eine eventuelle Beheizung desselbigen bei Umgebungstemperaturen unterhalb der Kühlraumtemperatur ( $T_U < T_{\text{Kühl}}$ ) wird nicht untersucht. Auch werden Zeiten für Abtauungen nicht in den folgenden Berechnungen berücksichtigt. Die Transportkälteanlage wird durch einen separaten Generator am Lkw-Verbrennungsmotor mit elektrischer Energie versorgt.

Die beiden wärmeisolierten Transportbehälter mit den geometrischen Abmessungen aus Kapitel 4.1.3 unterscheiden sich durch eine Zwischenwand voneinander, womit unterschiedliche Anwendungen für die beiden Kühlfahrzeuge verbunden sind. Schematisch sind ein Transportbehälter und das Fließbild der zweistufigen Transportkälteanlage in Abbildung 5.1 dargestellt. Folgende Kühlfahrzeuge werden definiert:

- Eintemperatur-Kühlfahrzeug

In dem exemplarischen Kühlfahrzeug werden allein Tiefkühlprodukte bei einer Kühlraumtemperaturen von  $T_{\text{Kühl}} = -20^\circ\text{C}$  transportiert (Eintemperatur-Transportbehälter). Daher ist keine Zwischenwand erforderlich; in dem Transportbehälter aus Abbildung 5.1 entfällt diese.

- Multifunktionskühlfahrzeug

Das exemplarische Kühlfahrzeug verfügt über eine flexible Zwischenwand, die es ermöglicht den Transportbehälter in zwei separate Kammern zu unterteilen. Diese Zweiteilung wird zum gemeinsamen Transport von verderblichen und gefrorenen Waren angewendet. In diesem Fall liegen Kühlraumtemperaturen von  $T_{\text{Kühl,NK}} = 0^\circ\text{C}$  für die Normalkühlung (NK) in Kammer 2 und  $T_{\text{Kühl,TK}} = -20^\circ\text{C}$  für die Tiefkühlung (TK) in Kammer 1 vor (Zweitemperatur-Transportbehälter). Das Flächenverhältnis beträgt 2/3 Normal- zu 1/3 Tiefkühlung, wie in Abbildung 5.1 dargestellt.

Gelegentlich werden in beiden Kammern verderbliche oder gefrorene Waren transportiert. In beiden Kammern liegen dann einheitliche Kühlraumtemperaturen bis minimal  $T_{\text{Kühl}} = -20^\circ\text{C}$  vor. Letztgenannter Fall entspricht einem Eintemperatur-Transportbehälter ohne Zwischenwand.

Nachfolgend werden Transportbehälter und zweistufige Transportkälteanlage mit dem Kältemittel R744, R1270 oder R410A genauer vorgestellt.

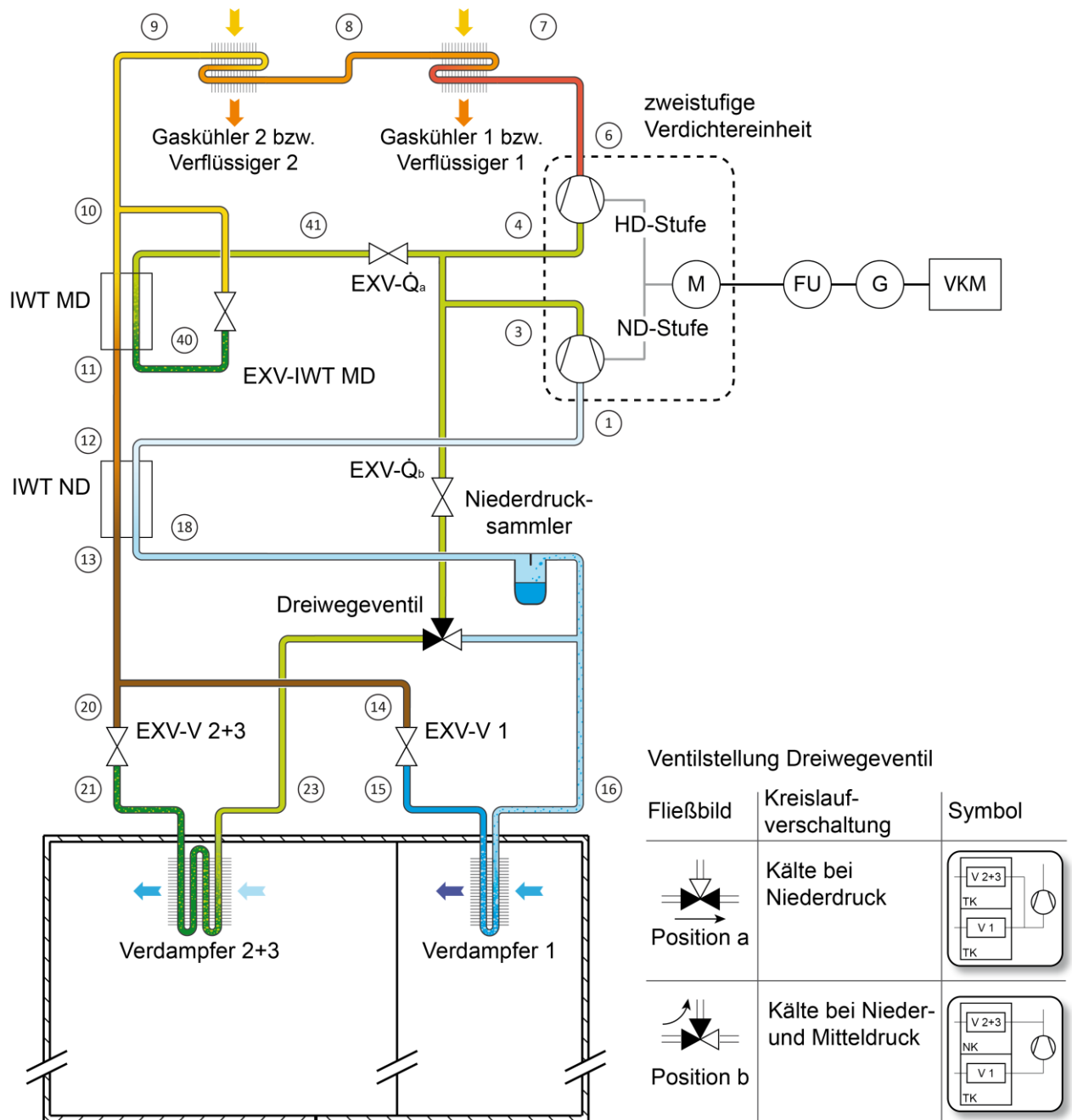


Abbildung 5.1: Fließbild der zweistufigen Transportkälteanlage mit exemplarischem Zweitemperatur-Transportbehälter. Zentrale Positionen des Kältemittelkreislaufs sind nummeriert, die sich an dem Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der zweistufigen Versuchskälteanlage aus Abbildung 3.1 orientiert.

## 5.1 Transportbehälter

Die Aufrechterhaltung von Kühlraumtemperaturen in den exemplarischen Ein- und Zweitemperatur-Transportbehältern erfordert jeweils eine Kühlung. Die erforderlichen Bruttokälteleistungen berechnen sich mit dem Transportbehältermodell aus Kapitel 4.1.3 und sind von den dort definierten Parametern (Geometrie, Wärmedurchgangskoeffizient, Zuschlagsfaktoren und Leistung Lüfter) sowie den variablen Umgebungsbedingungen (Temperatur  $T_U$  und der relativen Feuchte  $\varphi_U$ ) abhängig.

In Kapitel 7 wird der Betrieb der zweistufigen Transportkälteanlage in mehreren Klimazonen betrachtet, unter anderem in den USA. Die Betriebsbedingungen dort sind mit Umgebungstemperaturen bis 45°C am höchsten und daher für die Dimensionierung der zweistufigen Transportkälteanlagen in Kapitel 5.2.2 maßgebend. Die Luftfeuchtigkeit  $\varphi_U$  der USA in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur  $T_U$  zeigt Abbildung 5.2 links auf der Sekundarachse als hell graue Fläche, gemäß den in Tabelle 7.2 aufgeführten Werte. Diese Fläche wird durch die minimale und maximale Feuchtigkeit  $\varphi_{U, \min}$  und  $\varphi_{U, \max}$  begrenzt. Die minimale Feuchtigkeit ist stets  $\varphi_{U, \min} = 0$ .

Den Bruttokältebedarf  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto}}$  für den Eintemperatur-Transportbehälter in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur  $T_U$  bei einer konstanten Kühlraumtemperatur von  $T_{\text{Kühl}} = -20^\circ\text{C}$  zeigt Abbildung 5.2 links als graue Fläche. Als Temperaturintervall ist ein Bereich zwischen 15°C bis 45°C gewählt, welcher für die Auslegung maßgeblich ist. Die Flächenbegrenzung kommt zustande durch den minimalen Bruttokältebedarf  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto min}} = \dot{Q}(\varphi_{U, \min} = 0, T_U)$  und durch den maximalen Bruttokältebedarf  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto max}} = \dot{Q}(\varphi_{U, \max}, T_U)$ . Die zwischen beiden Grenzen eingeschlossene Fläche ist dem Einfluss der relativen Luftfeuchte  $\varphi_U$  zuzuschreiben. Ein Kältebedarf außerhalb des beschriebenen Bereiches tritt nach dem Berechnungsansatz der DIN 8959 nicht auf, kann aber durchaus in der Praxis, z.B. bei Türöffnungen in Verbindung mit langen Türöffnungszeiten oder bei der Beladung unkontrollierter Ware, vorkommen.

Für den Zweitemperatur-Transportbehälter ist der Bruttokältebedarf der Normal- und Tiefkühlung,  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto NK}}$  und  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto TK}}$ , ebenfalls jeweils von der Umgebungstemperatur  $T_U$  und der relativen Feuchte  $\varphi_U$  abhängig. Für beide Kältebedarfe ergeben sich in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur  $T_U$  charakteristische Flächen. Darüber hinaus sind der Bruttokältebedarf der Normalkühlung  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto NK}}$  und der Bruttokältebedarf der Tiefkühlung

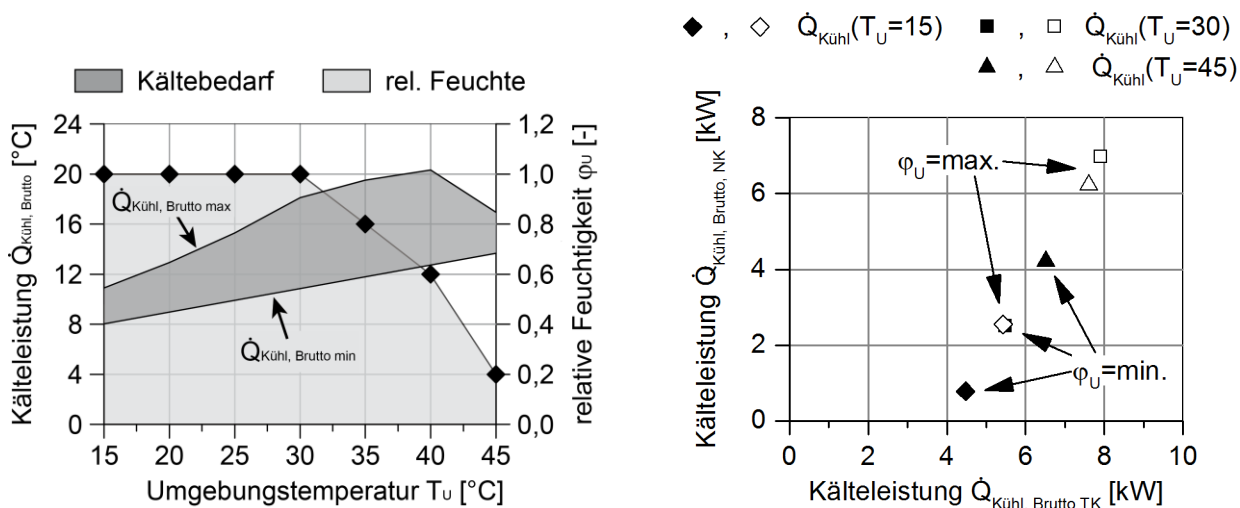


Abbildung 5.2: Links: Bruttokältebedarf  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto}}$  des Eintemperatur-Transportbehälters bei Variation der relativen Feuchte  $\varphi_U$  in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur  $T_U$ . Rechts: Bruttokältebedarf der Normalkühlung in Abhängigkeit der Tiefkühlleistung des Zweitemperatur-Transportbehälters für Lastpunkte mit  $T_U = 15^\circ\text{C}$ ,  $30^\circ\text{C}$  und  $45^\circ\text{C}$  sowie relativen Feuchten zwischen  $\varphi_{U, \min} = 0$  und  $\varphi_{U, \max}$ .

$\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto TK}}$  für jede Umgebungsbedingung ( $T_U, \varphi_U$ ) miteinander gekoppelt. Diese Abhängigkeit von  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto NK}}$  und  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto TK}}$  wird im rechten Diagramm von Abbildung 5.2 aufgezeigt. Dort ist der Bruttokältebedarf der Normalkühlung  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto NK}}$  in Abhängigkeit vom Bruttokältebedarf der Tiefkühlung  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto TK}}$  für Kühlraumtemperaturen von  $T_{\text{Kühl NK}} = 0^\circ\text{C}$  und  $T_{\text{Kühl TK}} = -20^\circ\text{C}$  dargestellt. Es sind Lastpunkte mit den Umgebungstemperaturen  $T_U = 15^\circ\text{C}$ ,  $30^\circ\text{C}$  und  $45^\circ\text{C}$  und jeweils minimaler Feuchte  $\varphi_{U, \min} = 0$  sowie maximaler Feuchte  $\varphi_{U, \max}$  eingetragen. Lastpunkte bei minimaler und maximaler Feuchte sind durch die schwarzen bzw. weißen Symbole gekennzeichnet. Der Verlauf entspricht in guter Näherung einer Geraden mit Nullpunkt Abstand. Die Steigung dieser Geraden ist größer als 1, d.h. die Bruttokälteleistung der Normalkühlung  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto NK}}$  nimmt stärker zu als die der Tiefkühlung  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto TK}}$ . Ursache ist die unterschiedliche Größe beider Kühlkammern.

Gegenüber dem Eintemperatur-Transportbehälter ist beim Zweitemperatur-Transportbehälter der Bruttokältebedarf geringer, weil in Kammer 2 (NK) eine kleinere Temperaturdifferenz zur Umgebung vorliegt.

## 5.2 Zweistufige R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlage

Praxisnahe zweistufige Transportkälteanlagen mit den Kältemitteln R744, R1270 oder R410A kühlen die exemplarischen Transportbehälter aus Kapitel 5.1, deren Kühlraumtemperaturen selbst unter den ungünstigsten Klimabedingungen zu halten sind. Die Transportkälteanlagen umfassen jeweils eine Kälteanlage bzw. einen Kältemittelkreislauf, eine Regel- und Steuerungseinheit sowie eine Antriebseinheit.

Die Transportkälteanlage mit dem Kältemittelkreislauf und der Antriebseinheit zeigt Abbildung 5.1 schematisch. Die Transportkälteanlage weist gegenüber der zweistufigen R744-Versuchskälteanlage aus Kapitel 3 Modifikationen auf. So ist im Fließbild aus Abbildung 5.1 kein Ölabscheider enthalten und die Verdichtung erfolgt aus Gründen des begrenzten Bauraums, Gewichtseinschränkungen und offener Fragen zur Ölrückführung durch zweistufige Verdichter. Die beiden parallel durchströmten Verdampfer 2 und 3 der Versuchskälteanlage sind aufgrund der Übersichtlichkeit der Abbildung 5.1 und zur Reduzierung der Rechenzeit zu dem Verdampfer 2+3 zusammengefasst. Ein Dreiwegeventil ersetzt die beiden Absperrventile der Versuchskälteanlage. Erweitert ist Abbildung 5.1 um die beiden Regelventile EXV- $\dot{Q}_a$  und EXV- $\dot{Q}_b$  sowie um eine Antriebseinheit, bestehend aus einem Frequenzumformer (FU), einem Generator (G) und einer Verbrennungskraftmaschine (VKM). Neben dem Verdichtermotor werden auch Nebenaggregate mit Energie versorgt. In der Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 kühlt Verdampfer 2+3 die Kammer 2 (Normalkühlung) bei Mitteldruck und Verdampfer 1 die Kammer 1 (Tiefkühlung) bei Niederdruck, was der Kreislaufverschaltung: „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ entspricht. Das Dreiwegeventil ist hierzu in der Position b. Das Dreiwegeventil kann flexibel in Position a oder b betrieben werden, was die Kreislaufverschaltungen „Kälte bei Niederdruck“ und „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ ermöglicht. Durch das Umschalten des Dreiwegeventils in die Position a ist die Kühlung beider Kammern bei Niederdruck möglich, so wie es für die Nutzung als Eintemperatur-Transportbehälter erforderlich ist.

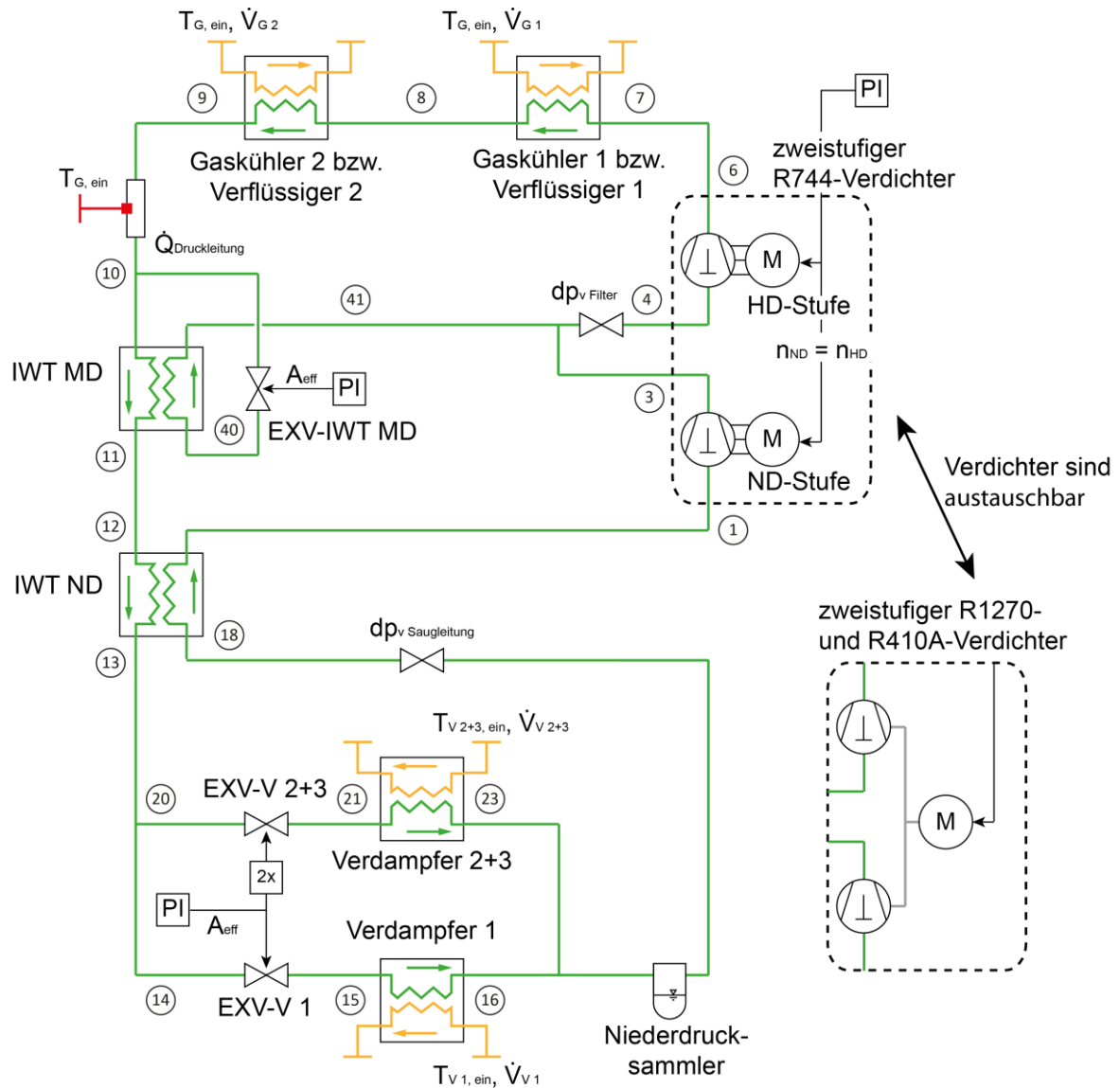


Abbildung 5.3: Modell des zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kältemittelkreislaufs aus Abbildung 5.1 für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“. Die Komponentenmodelle sind für die Kältemittel jeweils individuell angepasst. Zentrale Positionen des Kältemittelkreislaufs sind nummeriert, die sich an dem Fließbild aus Abbildung 5.1 bzw. dem Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der zweistufigen Versuchskälteanlage aus Abbildung 3.1 orientiert. Die Größen  $T$  und  $\dot{V}$  werden an den angegebenen Stellen als Randbedingung vorgegeben.

Die zweistufige Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 wird im Eintemperatur-Kühlfahrzeug und im Multifunktionskühlfahrzeug zur Kühlung eingesetzt. Für beide Kühlfahrzeuge ist das Fließbild der zweistufigen R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlagen gleich.

### 5.2.1 Praxisnahe zweistufige Kreislaufmodelle

Zweistufige R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodelle wurden in Kapitel 4.1.5 erstellt und die Komponenten in Kapitel 4.2 mit experimentellen Daten kalibriert. Eine praxisnahe Transportkälteanlage weist die im letzten Kapitel genannten Modifikationen auf, die auch in den Kreislaufmodellen zu berücksichtigen sind.



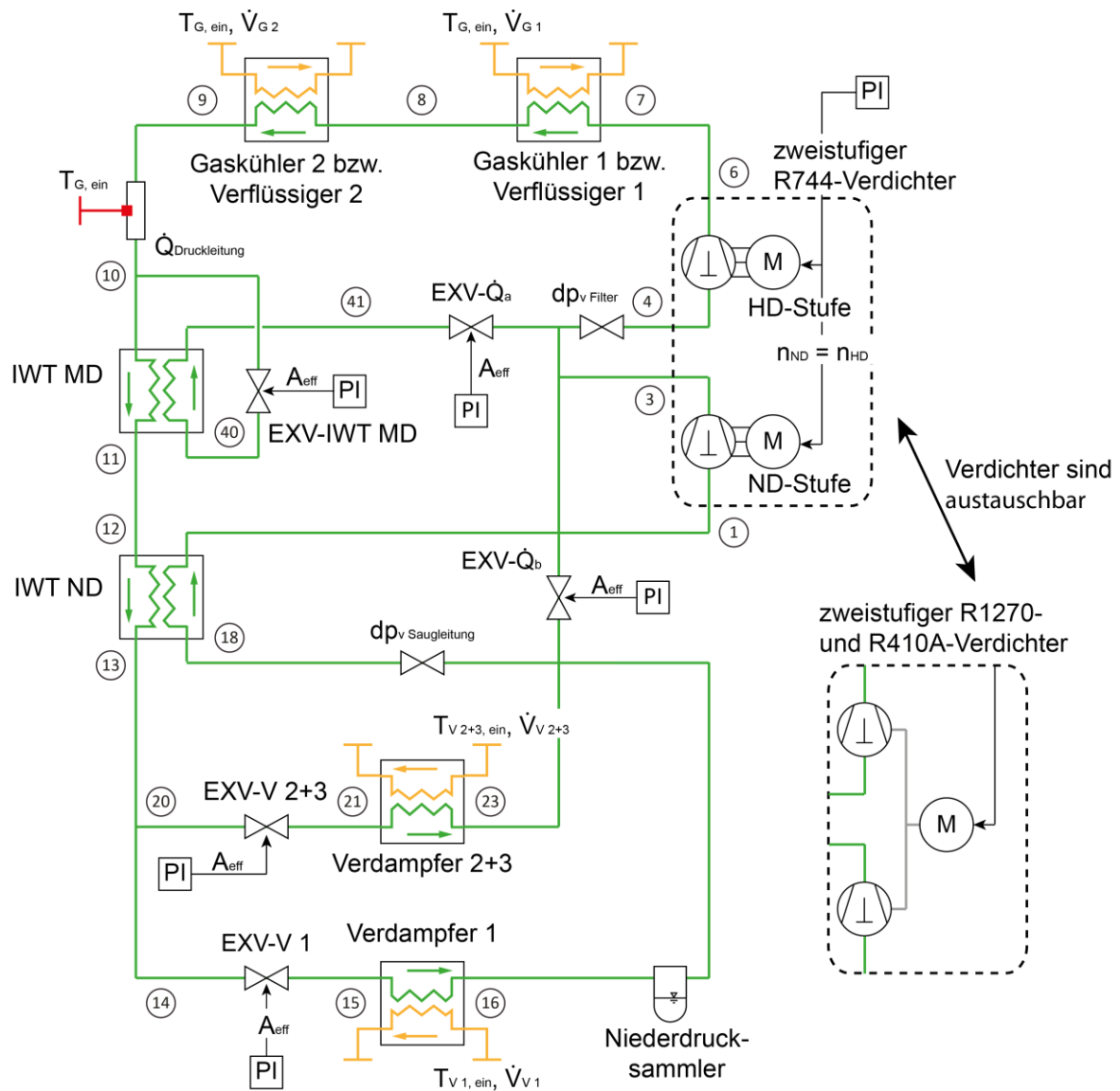


Abbildung 5.4: Modell des zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kältemittelkreislaufs aus Abbildung 5.1 für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“. Die Komponentenmodelle sind für die Kältemittel jeweils individuell angepasst. Zentrale Positionen des Kältemittelkreislaufs sind nummeriert, die sich an dem Fließbild aus Abbildung 5.1 bzw. dem Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild der zweistufigen Versuchskälteanlage aus Abbildung 3.1 orientiert. Die Größen  $T$  und  $\dot{V}$  werden an den angegebenen Stellen als Randbedingung vorgegeben.

Das Ergebnis dieser Modifikationen stellen die beiden praxisnahen zweistufigen Kreislaufmodelle aus Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 für die drei Kältemittel R744, R1270 und R410A dar. In beiden Kreislaufmodellen orientieren sich die Komponenten-Darstellungsweisen an der Modellbibliothek TIL. Der Kältemittelpfad ist durch grüne Linien, der Luftpfad durch orange-farbene Linien und der Antriebsstrang durch graue (mechanisch) sowie schwarze (elektrisch) Linien gekennzeichnet. Abbildung 5.3 zeigt das Fließbild für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ und Abbildung 5.4 das Fließbild für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“. Für alle drei Kältemittel wird ein Niederdrucksammler eingesetzt. Im kompletten Betriebsbereich mit Luft Eintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger bis über 45°C liegen für R1270 und R410A subkritische Prozesse vor. Für R1270 und R410A

werden im Verflüssiger 1 u. 2 Enthitzung, Verflüssigung und Unterkühlung des Kältemittels beobachtet. Die Unterkühlung nach Verflüssiger 2 wird für jeden Betriebspunkt optimal über Expansionsorganegeregelt. Im Verflüssiger 2 liegt damit ein variabler Unterkühlungsbereich, auch als Unterkühlungsstrecke bezeichnet, vor. Hierdurch ergeben sich für R1270 und R410A energetische Vorteile, gegenüber den sonst weit verbreiteten Kreisläufen mit Hochdrucksammler und fester Unterkühlungsstrecke. Weitere Ausführungen zur optimalen Unterkühlung sind beispielsweise in STRUPP (2011) dargelegt.

Die Kreislaukomponenten aus Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 sind für jedes Kältemittel entsprechend seiner thermophysikalischen Eigenschaften angepasst. Für die zweistufige Verdichtung kommen unterschiedliche R744-, R1270- oder R410A-Verdichter in den Kreislaufmodellen zur Anwendung. Diese müssen in Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 entsprechend ausgetauscht werden. Druckverluste in Rohrleitungen werden in den Kreislaufmodellen an zwei Stellen ( $\Delta p_v$  Saugleitung und  $\Delta p_v$  Filter) berücksichtigt, in den Modellen durch Ventile beschrieben. Ein Wärmestrom an die Umgebung liegt auf der Hochdruckseite nach dem Gaskühler 2 bzw. Verflüssiger 2 vor ( $\dot{Q}_{\text{Druckleitung}}$ ). Eine Übersicht über alle Randbedingungen und alle empirischen Koeffizienten beider Kreislaufmodelle für die Kältemittel R744, R1270 und R410A ist im Anhang in Tabelle C.9 zusammengestellt.

Bei den beiden zweistufigen Kreislaufmodellen aus Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 wurden gegenüber den zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodellen aus Kapitel 4.1.5 im Detail folgende Modifikationen durchgeführt:

### **Zweistufige R744-Kreislaufmodelle**

Gegenüber den beiden R744-Kreislaufmodellen aus Kapitel 4.1.5 entfällt der Ölabscheider und es werden zweistufige Verdichter eingesetzt. Darüber hinaus werden Modifikationen am internen Wärmeübertrager bei Niederdruck (IWT ND), dem Niederdrucksammler und an den Rohrleitungen vorgenommen. Die Modifikationen zum Niederdrucksammler und dem internen Wärmeübertrager bei Niederdruck (IWT ND) werden durch experimentelle Beobachtungen an der R744-Versuchskälteanlage motiviert. Im Niederdrucksammler wird die Flüssigphase nur unzureichend von der Dampfphase getrennt, außerdem werden im IWT ND auf der Saugseite ein relativ hoher

Druckverlust ( $\Delta p = p_{18} - p_1$ ) und in manchen Betriebspunkten eine starke Überhitzung ( $T_{\text{sup ND-Verdichter}} = T_1 - T'(p_1)$ ) gemessen. Unzureichender Dampfgehalt und hoher Druckverlust können auch dem p,h-Diagramm aus Abbildung 4.3 entnommen werden.

Im Folgenden werden Änderungen einzelner Komponentenmodelle vorgenommen, die in beiden Kreislaufmodellen aus Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 zu Effizienzverbesserungen von jeweils ca. 10% führen.

- Ölabscheider

Im Ölabscheider der Versuchskälteanlage wird ein signifikanter Druckverlust beobachtet, der im Modell von Kapitel 4.1.5 berücksichtigt ist. Durch den Wegfall des Ölabscheiders entfällt auch der Druckverlust.

- Verdichter

Zweistufige Serienverdichter lagen für die R744-Versuchskälteanlage in Kapitel 3 nicht vor, daher existiert auch kein entsprechend kalibriertes Verdichtermmodell. Fortan werden die beiden einstufigen halbhermetischen Hubkolbenverdichter (HAX2/70-4CO<sub>2</sub>T und HAX2/90-4CO<sub>2</sub>T) bei gleicher Drehzahl ( $n_{ND} = n_{HD}$ ) betrieben. Sie werden als zweistufige Verdichter mit idealer thermischer Trennung betrachtet. Diese Änderung führt zu einer Verschlechterung der Effizienz und zu einer Reduzierung von Freiheitsgraden im Kreislauf.

- Niederdrucksammler

STRUPP ET AL. (2007) untersuchen den Einsatz von Drall- und Spritzschutzblechen in Niederdrucksammlern und ermitteln experimentell für mittlere Massenströme Abscheidegrade von 0,92 bis 0,95. In der Versuchskälteanlage verfügt der Niederdrucksammler nicht über diese Einrichtungen; eine Nachrüstung würde den Abscheidegrad verbessern. Im Folgenden wird im Modell ein konstanter Abscheidegrad von  $x_{18} = 0,94$  für alle weiteren Simulationen angenommen.

- Interner Wärmeübertrager bei Niederdruck (IWT ND)

Der IWT ND hat für alle Betriebspunkte eine ausreichende Überhitzung des Kältemittels vor dem ND-Verdichter sicherzustellen. Eine Verbesserung des Abscheidegrads im Niederdrucksammler ermöglicht somit eine kleinere Baugröße. In der R744-Versuchskälteanlage kann der Plattenwärmeübertrager durch ein Koaxialrohr-Wärmeübertrager ersetzt werden, womit ein geringerer Druckverlust einhergeht. Im Modell werden fortan Druckverluste im IWT ND vernachlässigt, was für R744 mit minimalen und für die Kältemittel R1270 und R410A mit höheren Effizienzverbesserungen verbunden ist.

- Nebenaggregate

Eine zweistufige Transportkälteanlage in Serienausführung wird gegenüber der R744-Versuchskälteanlage eine kompaktere Bauweise aufweisen, insbesondere hinsichtlich der Rohrleitungslängen zwischen den einzelnen Komponenten. Daher werden in den modellierten Nebenaggregaten (Rohrleitungen und Filter) Druckverluste pauschal auf 1/4 reduziert.

### Zweistufige R1270- und R410A-Kreislaufmodelle

In den zweistufigen R1270- und R410A-Kreislaufmodellen aus Kapitel 4.1.5 werden identische Änderungen für den Ölabscheider, den Niederdrucksammler und den internen Wärmeübertrager bei Niederdruck (IWT ND) wie für die R744-Komponenten durchgeführt. Darüber hinaus werden für die Rohrleitungen größere Rohrdurchmesser gegenüber R744 gewählt. Die Durchmesser sind so bemessen, dass die Druckverluste im Auslegungspunkt mit den Nennverlusten des R744- Kreislaufs übereinstimmen. Diese betragen für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ und den Auslegungspunkt aus Tabelle 5.2  $\Delta p_{v \text{ Saugleitung}} = 0,3\text{bar}$  und  $\Delta p_{v \text{ Filter}} = 0,1\text{bar}$ .

### Regelung der zweistufigen Kältemittelkreisläufe

In den praxisnahen zweistufigen R744-, R1270- und R410A- Kreislaufmodellen aus Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4 werden mehrere Regler eingesetzt. Die Regler werden in beiden Abbildungen durch Quadrate mit der Aufschrift PI symbolisiert. Sie regeln Hochdruck bzw. Unterkühlung, Überhitzung und Kälteleistung, wozu Stellgrößen von Expansionsorganen und der Verdichter geändert werden. Die Regelung konzentriert sich damit auf den unmittelbaren Kältekreislauf. Nicht geregelt werden in dieser Arbeit beispielsweise die Lüfter der Verdampfer und Gaskühler bzw. Verflüssiger.

Soweit in den nachfolgenden Kapiteln nicht anders erwähnt, wird in der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ (Kältemittelkreislauf in Abbildung 5.3) das Expansionsventil EXV-IWT MD zur Regelung der Kältemittelüberhitzung nach dem internen Wärmeübertrager bei Mittel- druck (IWT MD) auf  $T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$  genutzt. Mit den Expansionsventilen EXV-V 1 und EXV- V 2+3 werden Hochdruck  $p_{\text{HD}}$  bzw. die Kältemittelunterkühlung  $T_{\text{sub}}$  nach Gaskühler 2 bzw. Verflüssiger 2 optimal geregelt. Da alle drei Verdampfer geometrisch gleich sind und Verdamp- fer 2 und 3 im Modell zu dem Verdampfer 2+3 zusammengefasst sind, gelten für den Massen- strom  $\dot{m}$  und die Querschnittsflächen der Expansionsventile die in Gl. (5.1) aufgeführten Zusammenhänge. Massenstrom und Ventilquerschnittsfläche sind über die Beziehung im Ventil proportional zueinander. Die Verdampferkälteleistung wird mit dem Verdichter im weiten Drehzahlbereich von  $1000 < n < 2500\text{min}^{-1}$  an den Bedarf geregelt. Eine Übersicht der Regel- und Stellgrößen gibt Tabelle 5.1.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{V\,2+3} &= 2 \cdot \dot{m}_{V\,1} \\ A_{\text{eff EXV-V }2+3} &= 2 \cdot A_{\text{eff EXV-V }1}\end{aligned}\tag{5.1}$$

Tabelle 5.1: Übersicht der Regel- und Stellgrößen für die zweistufigen Kältemittelkreisläufe aus Abbildung 5.3 und Abbildung 5.4.

Regelgröße	Stellgröße
<i>Kreislaufverschaltung: Kälte bei Niederdruck (Abbildung 5.3)</i>	
Hochdruck $p_{\text{HD}}$ bzw. Unterkühlung $T_{\text{sub}}$	EXV-V 1 und EXV-V 2+3 mit Gl. (5.1)
Überhitzung IWT MD $T_{\text{sup IWT MD}}$	EXV-IWT MD
Kälteleistung $\dot{Q}_V$	Verdichter, wobei gilt: $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}}$
<i>Kreislaufverschaltung: Kälte bei Nieder- und Mitteldruck (Abbildung 5.4)</i>	
Hochdruck $p_{\text{HD}}$ bzw. Unterkühlung $T_{\text{sub}}$	EXV-V 1
Überhitzung IWT MD $T_{\text{sup IWT MD}}$	EXV-IWT MD
Überhitzung Verdampfer 2+3 $T_{\text{sup V }2+3}$	EXV-V 2+3
Kälteleistung Verdampfer 1: $\dot{Q}_{V\,1}$	Verdichter, wobei gilt: $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}}$
Kälteleistung Verdampfer 2+3: $\dot{Q}_{V\,2+3}$	EXV- $\dot{Q}_a$ und EXV- $\dot{Q}_b$

In der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ der Abbildung 5.4 wird, soweit nicht in den nachfolgenden Kapiteln anders erwähnt, der Hochdruck  $p_{\text{HD}}$  bzw. die Kältemittelunterkühlung  $T_{\text{sub}}$  durch das Expansionsventil EXV-V 1 geregelt. Die Überhitzung am internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD)  $T_{\text{sup IWT MD}}$  und am Verdampfer 2+3  $T_{\text{sup V 2+3}}$  werden mit den Expansionsventilen EXV-IWT MD sowie EXV-V 2+3 geregelt. Die Kälteleistung von Verdampfer 1  $\dot{Q}_{\text{V}1}$  (Tiefkühlung) wird mit dem Verdichter im Drehzahlbereich von  $1000 < n < 2500 \text{min}^{-1}$  geregelt. Das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_{\text{b}}$  regelt die Kälteleistung von Verdampfer 2+3  $\dot{Q}_{\text{V}2+3}$ . Der Leistungsbereich kann durch eine Integration von Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_{\text{a}}$  in ein neuartiges Regelungskonzept vergrößert werden. Genauere Ausführungen zu dieser Betriebsstrategie erfolgen in Kapitel 6.1.

## 5.2.2 Auslegung der Verdichterhubvolumina

Die aus den beiden Transportbehältern aus Kapitel 5.1 resultierenden Kälteanforderungen bedingen die Anpassung der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen hinsichtlich der Verdichterhubvolumina. Die Verdichterhubvolumina sind so zu wählen, dass die geforderten Kühlraumtemperaturen selbst unter den ungünstigsten Klimabedingungen erreicht werden. Der Bruttokältebedarf ist dabei gleich der Verdampferkälteleistung.

Für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug und das Multifunktionskühlfahrzeug weisen die jeweiligen zweistufigen R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlagen im Auslegungspunkt gleiche Kälteleistungen auf.

### Auslegung Verdichterhubvolumina für des Eintemperatur-Kühlfahrzeug

Im Eintemperatur-Kühlfahrzeug wird Kälte allein bei Niederdruck bereitgestellt, wozu in der Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 das Dreizegeventil in der Position a ist. Die Verdichterhubvolumina der ND- und HD-Stufe können in einem Auslegungspunkt frei gewählt werden. Dabei liegt ein Freiheitsgrad bezüglich des Mitteldrucks vor. Die theoretischen und experimentellen Ausführungen zum Mitteldruck in den Kapiteln 2.5.2 und 3.3.2 zeigten, dass ein optimaler Mitteldruck mit maximaler Energieeffizienz existiert.

Der Auslegungspunkt ist durch Vorgaben folgender Bedingungen gekennzeichnet: Die Luft Eintrittstemperatur in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger beträgt  $T_{\text{G,ein}} = 30^\circ\text{C}$ , die Luft Eintrittstemperaturen in die drei Verdampfer beträgt jeweils  $T_{\text{V,ein}} = -20^\circ\text{C}$ , bei einer Überhitzung am internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) von  $T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$ , einer Drehzahl von  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1450 \text{min}^{-1}$  und einer Gesamtkälteleistung aller drei Verdampfer von  $\dot{Q}_{\text{V}} = 16,5 \text{kW}$ . Diese Verdampferkälteleistung gibt etwa den maximalen Bruttokältebedarf  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto}}$  bei  $T_{\text{U}} = 30^\circ\text{C}$  an. Im Auslegungspunkt beträgt für R744 der Hochdruck nach Gaskühler 2  $p_{\text{HD}} = 86 \text{bar}$ , die Unterkühlung an gleicher Stelle für R1270 und R410A  $T_{\text{sub}} = 3\text{K}$ .

In dem Kreislaufmodell aus Abbildung 5.3 wird das Hubvolumen der ND-Stufe relativ zur HD-Stufe unter den genannten Randbedingungen variiert. Die Simulationsergebnisse zeigt Abbildung 5.5 für die Kältemittel R744 (links) und R410A (rechts). Der  $\text{COP}_{\text{el}}$  ist auf den maximalen  $\text{COP}_{\text{el, max}}$  bezogen und in Abhängigkeit des Hubvolumenverhältnisses  $V_{\text{Hub, ND}}/V_{\text{Hub, HD}}$  aufgetragen. Es stellen sich parabelförmige Verläufe mit einem ausgeprägten Maximum ein, die

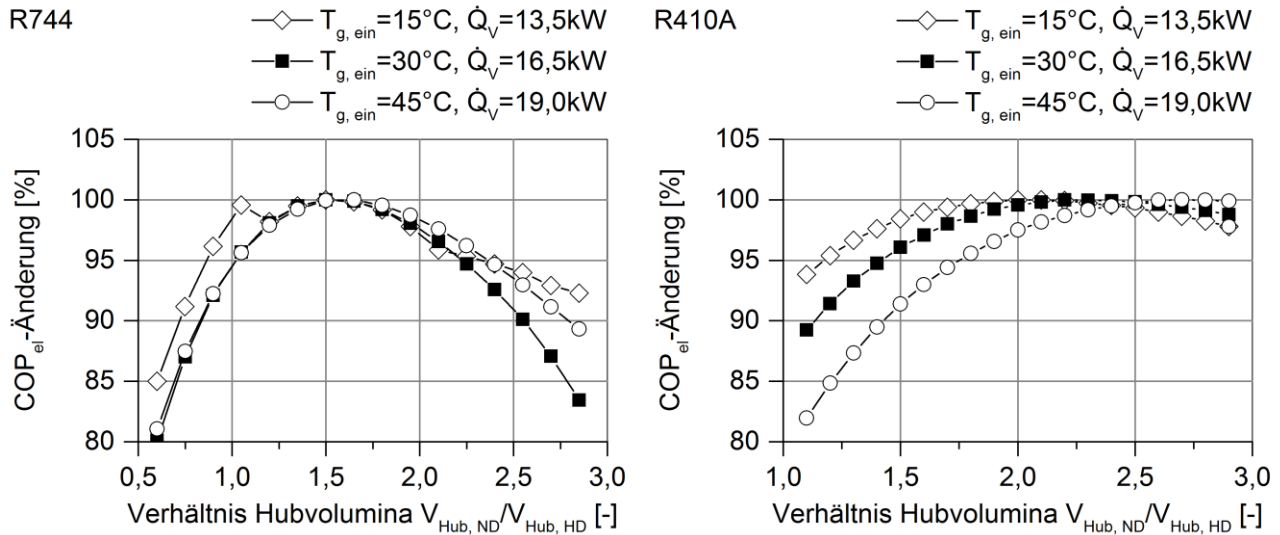


Abbildung 5.5: Effizienzänderungen ( $COP_{el}$ ) bei Variation der Hubvolumina für drei Luft Eintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger von  $15^\circ C$ ,  $30^\circ C$  und  $45^\circ C$  bei Kälteleistungen  $\dot{Q}_V$  von  $13,5 kW$ ,  $16,5 kW$  bzw.  $19 kW$ . Die  $COP_{el}$ -Änderungen sind auf den maximalen  $COP_{el}$  bezogen. Links: R744, rechts: R410A.

bei Hubvolumenverhältnissen von  $V_{Hub, ND}/V_{Hub, HD} = 1,6$  für R744 bzw.  $V_{Hub, ND}/V_{Hub, HD} = 2,3$  für R410A erreicht werden. Da die Umgebungbedingungen im Betrieb der Transportkälteanlage stark variieren, werden auch abweichende Luft Eintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger und abweichende Kälteleistungen in Abbildung 5.5 betrachtet (Symbole mit weißer Füllung). Bei  $T_{G, ein} = 15^\circ C$  und einer Kälteleistung von  $\dot{Q}_V = 13,5 kW$  ergeben sich über die Kälteleistungsregelung Verdichter drehzahlen von etwa  $n_{ND} = n_{HD} = 1000 \text{ min}^{-1}$ ; für  $T_{G, ein} = 45^\circ C$  und  $\dot{Q}_V = 19 kW$  liegen Drehzahlen von  $n_{ND} = n_{HD} = 2000 \text{ min}^{-1}$  vor. Für beide Betriebsbedingungen verschieben sich die optimalen Hubvolumenverhältnisse  $V_{Hub, ND}/V_{Hub, HD}$  geringfügig. Der sprunghafte Abfall der  $COP_{el}$ -Änderung bei der Luft Eintrittstemperatur in die Gaskühler von  $T_{G, ein} = 15^\circ C$  und einem Hubvolumenverhältnis von  $V_{Hub, ND}/V_{Hub, HD} = 1,0$  ist auf das Auftreten laminarer Strömung im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) zurück zu führen. Für R410A und einer Luft Eintrittstemperatur in den Verflüssiger von  $T_{G, ein} = 45^\circ C$  wird ein optimales Hubvolumenverhältnis bei  $V_{Hub, ND}/V_{Hub, HD} = 2,7$  erreicht.

Für R1270 wird ein optimaler  $COP_{el}$  bei einem Hubvolumenverhältnis von  $V_{Hub, ND}/V_{Hub, HD} = 2,3$  ermittelt.

Für die im Anhang C.1 kalibrierten zweistufigen R410A- und R1270-Verdichtermodelle liegen experimentelle Daten nur für einen begrenzten Druckverhältnis-Bereich vor. Das Intervall für das Gesamtdruckverhältnis beträgt  $4 < \pi_{ges} < 12$  mit  $\pi_{ges} = p_{HD}/p_{ND}$ . Es wird in den Simulationen von Kapitel 6 und 7 mit Lufttemperaturen am Gaskühler bzw. Verflüssiger von unter  $-20^\circ C$  und über  $40^\circ C$  unter- sowie überschritten. Zur Begrenzung der Extrapolationen wird für alle drei Kältemittel das Hubvolumen bei  $COP_{el} = 0,96 \cdot COP_{el, max}$  gewählt. Für R744 beträgt das gewählte Hubvolumenverhältnis  $V_{Hub, ND}/V_{Hub, HD} = 1,07$ , für R1270  $V_{Hub, ND}/V_{Hub, HD} = 1,17$  und für R410A  $V_{Hub, ND}/V_{Hub, HD} = 1,49$ . Die Verdichterhubvolumina der drei Kältemittelkreisläufe sind Tabelle 5.2 zu entnehmen.

Tabelle 5.2: Randbedingungen des Auslegungspunktes (oben) und gewählte Hubvolumina (unten) der zweistufigen Transportkälteanlagen für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug. Im Auslegungspunkt liegen Kälteleistungen von  $\dot{Q}_V = 16,5\text{kW}$  vor.

### Beschreibung

Luft Eintrittstemperatur Gaskühler	$T_{G, \text{ein}} = 30^\circ\text{C}$		
Luft Eintrittstemperatur Verdampfer	$T_{V, \text{ein}} = -20^\circ\text{C}$		
Überhitzung IWT MD	$T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$		
Verdichter drehzahl	$n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1450\text{min}^{-1}$		
	R744	R1270	R410A
Anzahl Kolben [-]	2	2	2
Hubvolumen ND-Stufe pro Kolben $\dot{V}_{\text{Hub, ND}}$ [ $\text{cm}^3$ ]	40,3	254	179
Hubvolumen HD-Stufe pro Kolben $\dot{V}_{\text{Hub, HD}}$ [ $\text{cm}^3$ ]	37,7	161	120
Verhältnis Hubvolumen $V_{\text{Hub, ND}}/V_{\text{Hub, HD}}$ [-]	1,07	1,58	1,49

Die zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kältemittelkreisläufe aus Abbildung 5.3 mit den festgelegten Verdichterhubvolumina im definierten Auslegungspunkt (siehe Tabelle 5.2) zeigt Abbildung 5.6 als p, h-Diagramm. Es sind die Kreisläufe zusammen mit den Nassdampfkurven in grün für R744, in rot für R1270 und in blau für R410A dargestellt. Es liegen aufgrund der verschiedenen Stoffeigenschaften der drei Kältemittel unterschiedliche Drücke und spezifische Enthalpien in den jeweiligen Kreisläufen vor. Die spezifische Enthalpiedifferenz zwischen Verdampferaus- und -eintritt ist für R1270 am höchsten und nimmt in der Reihenfolge R744 und R410A ab.

### Auslegung Verdichterhubvolumina für das Multifunktionskühlfahrzeug

Das Multifunktionskühlfahrzeug mit der flexiblen Zwischenwand wird als Ein- und Zweitemperatur-Transportbehälter mit dem Schwerpunkt als Zweitemperatur-Transportbehälter genutzt. Beide Kühlkammern werden gleichzeitig durch die Kreislauverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ gekühlt. In der Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 ist hierzu das Dreiwegeventil in der Position b. In den R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen werden die Hubvolumina für einen Auslegungspunkt frei gewählt. Der Auslegungspunkt ist durch Vorgaben folgender Bedingungen gekennzeichnet: Die Luft eintrittstemperaturen in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger beträgt  $T_{G, \text{ein}} = 30^\circ\text{C}$ , die Kälteleistung von Verdampfer 2+3  $\dot{Q}_{V 2+3} = 7,5\text{kW}$  in der Normalkühlung (NK) sowie von Verdampfer 1  $\dot{Q}_{V 1} = 8,2\text{kW}$  in der Tiefkühlung (TK). Die Verdichter drehzahlen sind zu  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1000\text{min}^{-1}$  gewählt. Für R744 wird ein Hochdruck nach dem Gaskühler 2 von  $p_{\text{HD}} = 86\text{bar}$ , für R1270 und R410A eine Unterkühlung an gleicher Stelle von  $T_{\text{sub}} = 3\text{K}$  im Auslegungspunkt definiert. Die beiden Expansionsventile EXV- $\dot{Q}_a$  und EXV- $\dot{Q}_b$  sind geöffnet. Weitere Randbedingungen sind Tabelle 5.3 zu entnehmen. Die genannten Kälteleistungen liegen etwas oberhalb der maximalen Bruttokältebedarfe  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto NK}}$  und  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto TK}}$  für  $T_U = 30^\circ\text{C}$  aus Abbildung 5.2. Für diesen Auslegungspunkt sind mit dem Kreislaufmodell aus Abbildung 5.4 die ermittelten Verdichterhubvolumina in Tabelle 5.3

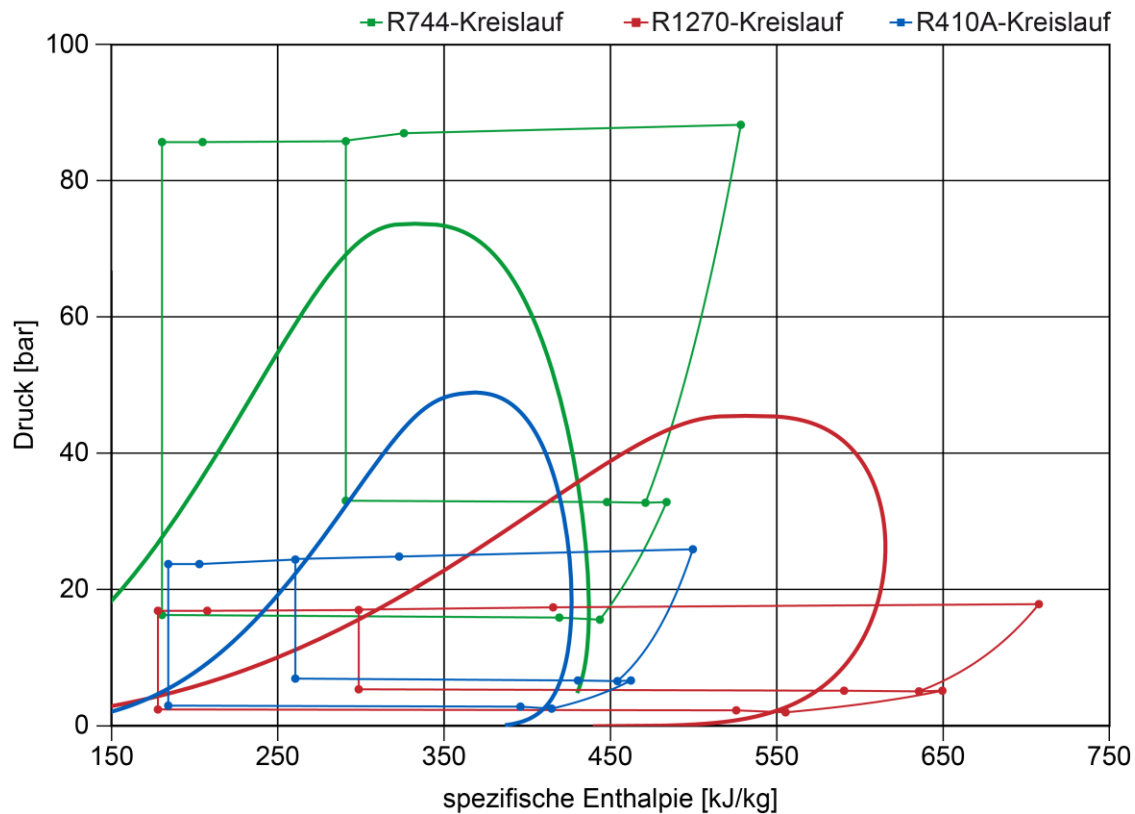


Abbildung 5.6: Zweistufige R744-, R1270- und R410A-Kältemittelkreisläufe für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ im Auslegungspunkt.

Tabelle 5.3: Randbedingungen des Auslegungspunktes (oben) und gewählte Hubvolumina (unten) der zweistufigen Transportkälteanlagen für das Multifunktionskühlfahrzeug. Im Auslegungspunkt liegen Kälteleistungen von  $\dot{Q}_{V\,2+3} = 7,5\text{kW}$  (NK) und  $\dot{Q}_{V\,1} = 8,2\text{kW}$  (TK) vor.

### Beschreibung

Luft Eintrittstemperatur Gaskühler	$T_{G,\text{ein}} = 30^\circ\text{C}$
Luft Eintrittstemperatur Verdampfer 1 (TK)	$T_{V,\text{ein}} = -20^\circ\text{C}$
Luft Eintrittstemperatur Verdampfer 2+3 (NK)	$T_{V\,2+3,\text{ein}} = 0^\circ\text{C}$
Überhitzung IWT MD	$T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$
Überhitzung Verdampfer 2+3	$T_{\text{sup V 2+3}} = 5\text{K}$
Verdichter drehzahl	$n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1450\text{min}^{-1}$

	R744	R1270	R410A
Anzahl Kolben [-]	2	2	2
Hubvolumen ND-Stufe pro Kolben $\dot{V}_{\text{Hub, ND}}$ [cm <sup>3</sup> ]	35,6	238	161
Hubvolumen HD-Stufe pro Kolben $\dot{V}_{\text{Hub, HD}}$ [cm <sup>3</sup> ]	50,8	212	156
Verhältnis Hubvolumen $V_{\text{Hub, ND}}/V_{\text{Hub, HD}}$ [-]	0,7	1,13	1,03



angegeben. Der Mitteldruck und das Hubvolumenverhältnis  $V_{\text{Hub, ND}}/V_{\text{Hub, HD}}$  sind geringer als im ersten Anwendungsfall (Tabelle 5.2).

Mit den gewählten Hubvolumina ist eine ausreichende Kühlung auch dann gegeben, wenn in beiden Kammern eine einheitliche Kühlraumtemperatur von  $T_{\text{Kühl}} = -20^\circ\text{C}$  (Eintemperatur-Transportbehälter) vorliegt. In der Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 ist das Dreiwegeventil dann in der Position a (Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“). Diese Schaltungsvariante wird in der Simulation durch das Kreislaufmodell Abbildung 5.3 beschrieben. Mit den Hubvolumina aus Tabelle 5.3 stehen bei einer Luft Eintrittstemperatur in die Gaskühler bzw. Verflüssiger von  $T_{\text{G, ein}} = 30^\circ\text{C}$  die gleiche Kälteleistung mit  $\dot{Q}_v = 16,5\text{kW}$  bei Verdichterdrehzahlen von  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1450\text{min}^{-1}$  zur Verfügung, wie für den ersten Auslegungsfall.

### 5.2.3 Antriebseinheit

Der Antrieb versorgt die Transportkälteanlage mit elektrischer Energie. An der Lkw-Verbrennungskraftmaschine ist hierzu ein zusätzlicher Generator angebracht, der den zweistufigen Verdichter und die Nebenaggregate versorgt. Als Nebenaggregate werden in dieser Arbeit die Lüfter der Verdampfer und Gaskühler bzw. Verflüssiger erfasst. Die Antriebseinheit mit den Komponenten Lkw-Verbrennungskraftmaschine, Generator und Frequenzumformer zeigt das Fließbild in Abbildung 5.1 schematisch.

Die Antriebseinheit und ihre Einzelkomponenten werden vereinfacht wie folgt beschrieben:

- Lkw-Verbrennungskraftmaschine

Der Antrieb des Kühlfahrzeugs erfolgt über die Lkw-Verbrennungskraftmaschine. Zusätzlich stellt diese auch mechanische Leistung für den Generator zur Verfügung. Der Kraftstoffverbrauch und die Treibhausgasemissionen der Lkw-Verbrennungskraftmaschine nehmen zu. Der Kraftstoffmehrverbrauch wird über einen spezifischen Kraftstoffverbrauch an der Lkw-Verbrennungskraftmaschine von  $0,2 \text{ kg}_{\text{Diesel}}/\text{kWh}_{\text{mech}}$  abgeschätzt (vgl. HARR ET AL. (1998)). Die Treibhausgasemissionen berechnen sich mit einer Treibhausgasemission von  $2,63 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{l}_{\text{Diesel}}$  aus BURKE & GROSSKOPF (2011) und einer Dichte von  $\rho_{\text{Diesel}} = 0,82 \text{ kg}/\text{m}^3$  bei  $15^\circ\text{C}$  (vgl. DIN EN 590).

- Generator

Der Generator wandelt mechanische Energie in elektrische Energie um. Für diesen wird ein konstanter Wirkungsgrad von  $\eta_G = P_{\text{el}}/P_{\text{mech}} = 0,9$  angenommen.

- Frequenzumformer

Ein Frequenzumformer ermöglicht einen Elektromotor in einem weiten Drehzahlbereich zu betreiben. Es wird ein idealer Frequenzumformer mit einem Wirkungsgrad von  $\eta_{\text{FU}} = 1$  angenommen.

### 5.3 Optimaler Hochdruck und optimale Unterkühlung

Allgemein können in ein- und zweistufigen Kältemittelkreisläufen mit Niederdrucksammler der Hochdruck oder die Unterkühlung optimal gewählt werden, so dass im Kreislauf die höchste Energieeffizienz vorliegt. Optimaler Hochdruck bzw. optimale Unterkühlung sind vom konkreten Kältemittelkreislauf und dem Betriebspunkt abhängig, wie die Literaturrecherche in Kapitel 2.5.1 gezeigt hat. In den zweistufigen R744-, R1270- und R410A- Transportkälteanlagen des Eintemperatur-Kühlfahrzeugs sowie des Multifunktionskühlfahrzeugs werden Hochdruck bzw. Unterkühlung in allen Betriebspunkten energieeffizient und damit optimal gewählt.

Empirische Gleichungen berechnen den optimalen Hochdruck bzw. die optimale Unterkühlung in Abhängigkeit von der Lufteintrittstemperatur in die Gaskühler bzw. Verflüssiger, den thermodynamischen Zuständen am Niederdruck sowie der Verdichterdrehzahl. Die empirischen Gleichungen sind jeweils für die zweistufigen R744-, R1270- und R410A- Transportkälteanlagen des Eintemperatur- sowie des Multifunktionskühlfahrzeugs separat zu ermitteln. Jede empirische Gleichung ist an optimale Hochdrücke bzw. optimale Unterkühlungen in einem weiten Betriebsbereich (Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger von  $T_{G\text{ein}} = 0^\circ\text{C}$  bis  $50^\circ\text{C}$  und Verdampfer von  $T_{V\text{ein}} = -30^\circ\text{C}$  bis  $0^\circ\text{C}$  sowie unterschiedliche Kälteleistungen im Drehzahlbereich zwischen  $n = 1000\text{min}^{-1}$  bis  $2500\text{min}^{-1}$ ) korreliert. Die empirischen Gleichungen geben diese Eingabegrößen (optimaler Hochdruck bzw. optimale Unterkühlung) mit hinreichender Genauigkeit wieder, wie auch Tabelle 5.4 für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug zeigt. Für das Multifunktionskühlfahrzeug werden vergleichbare Genauigkeiten erreicht.

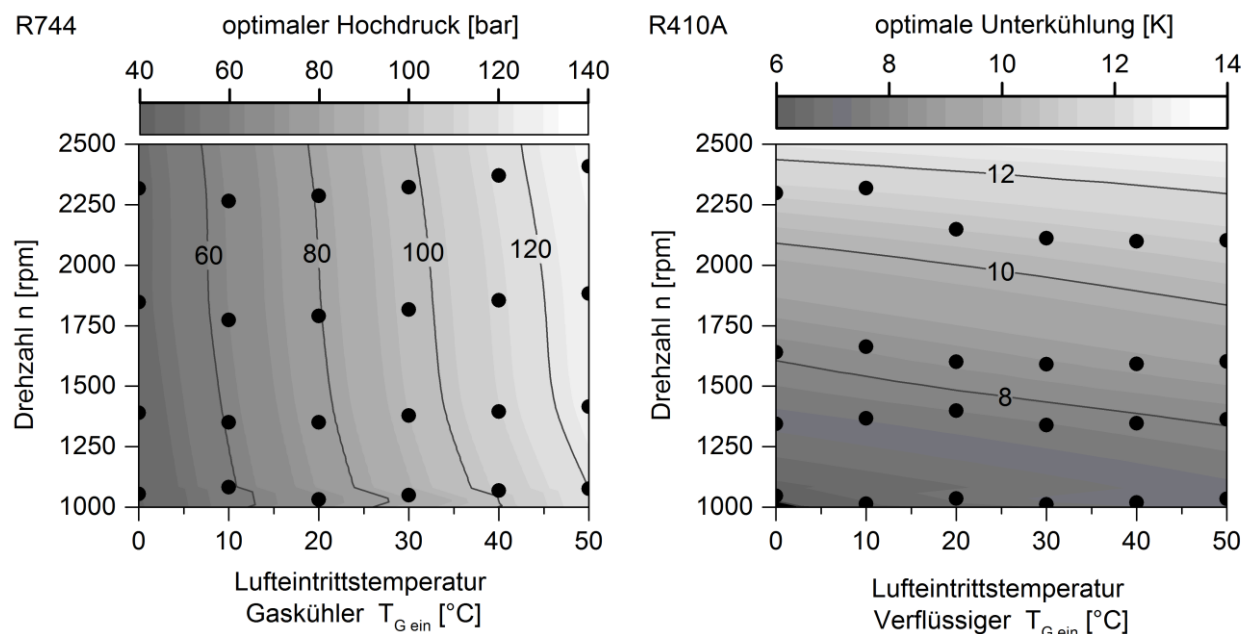


Abbildung 5.7: Optimaler Hochdruck links und optimale Unterkühlung rechts für den zweistufigen R744- bzw. R410A-Kältemittelkreislauf zur Kühlung des Eintemperatur-Kühlfahrzeugs mit den Hubvolumina aus Tabelle 5.2. Die Lufteintrittstemperaturen in die Verdampfer betragen  $T_{V,\text{ein}} = -20^\circ\text{C}$ .

Tabelle 5.4: Genauigkeiten der empirischen Gleichungen für den optimalen Hochdruck und die Unterkühlung der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kältemittelkreisläufe zur Kühlung des Eintemperatur-Kühlfahrzeugs.

Kältemittel	Mittlerer absoluter Fehler	Standardabweichung
R744	0,84bar	1,25bar
R1270	0,47K	0,81K
R410A	0,45K	0,66K

Exemplarisch ist der optimale Hochdruck  $p_{\text{HD,opt}}$  bzw. die optimale Unterkühlung  $T_{\text{sub,opt}}$  der zweistufigen R744- und R410A-Transportkälteanlagen für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug mit den Hubvolumina aus Tabelle 5.2 in Abbildung 5.7 für einen ausgewählten Betriebsbereich dargestellt. Der Betriebsbereich berücksichtigt eine Lufteintrittstemperatur in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{\text{G, ein}}$  von 0°C bis 50°C und unterschiedliche Kälteleistungen im Drehzahlbereich zwischen  $n = 1000\text{min}^{-1}$  bis  $2500\text{min}^{-1}$ . Die Lufteintrittstemperaturen in die drei Verdampfer betragen  $T_{\text{V, ein}} = -20^\circ\text{C}$ . Die ermittelten optimalen Hochdrücke bzw. optimalen Unterkühlungen sind für diese Betriebspunkte als Kreise aus den beiden Diagrammen von Abbildung 5.7 abzulesen. Der optimale Hochdruck  $p_{\text{HD,opt}}$  variiert für R744 in Abbildung 5.7 links zwischen 43bar und 132bar. In Abhängigkeit der Lufteintrittstemperatur in die beiden Gaskühler liegt hierbei ein subkritischer oder transkritischer Prozess vor. Die Verdichterdrehzahl hat einen leichten Einfluss auf den optimalen Hochdruck. Für R410A variiert die optimale Unterkühlung zwischen  $T_{\text{sub,opt}} = 6\text{K}$  bis 13K. Ein ähnlicher Verlauf liegt auch für R1270 vor, auf dessen Darstellung an dieser Stelle verzichtet wird.

## 5.4 Zusammenfassung

Zwei exemplarische Kühlfahrzeuge – Eintemperatur-Kühlfahrzeug- und Multifunktionskühlfahrzeug – in der Gewichtsklasse von 12 Tonnen bis 19 Tonnen für den Verteilerverkehr wurden vorgestellt. Beide Kühlfahrzeuge unterscheiden sich durch eine Zwischenwand für den Transportbehälter voneinander. Im Eintemperatur-Kühlfahrzeug liegt eine Kühlraumtemperatur von  $T_{\text{Kühl}} = -20^\circ\text{C}$  vor. Das Multifunktionskühlfahrzeug hat zwei separate Kammern, die, entsprechend der Anwendung, sowohl beide auf einem Temperaturniveau (Eintemperatur-Transportbehälter) als auch bei zwei unterschiedlichen Temperaturniveaus (Zweitemperatur-Transportbehälter) bei  $T_{\text{Kühl, NK}} = 0^\circ\text{C}$  (Normalkühlung) und  $T_{\text{Kühl, TK}} = -20^\circ\text{C}$  (Tiefkühlung) betrieben werden können. Die Transportbehälter beider Fahrzeuge werden jeweils durch eine praxisnahe zweistufige Transportkälteanlage gekühlt.

Die zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodelle aus Kapitel 4 wurden auf die Bedingungen von praxisnahen zweistufigen Transportkälteanlagen angepasst. Für die neuen praxisnahen zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodelle wurden Verdichterhubvolumina gewählt, deren Auslegungen sich an den beiden exemplarischen Kühlfahrzeugen mit ihren unterschiedlichen Kühlaufgaben orientierten. In den Auslegungspunkten weisen die zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodelle gleiche Kälteleistungen auf.

## 6 Betriebsstrategien zweistufiger Kältemittelkreisläufe

Ein exemplarisches Eintemperatur-Kühlfahrzeug und ein Multifunktionskühlfahrzeug der Gewichtsklasse von 12 Tonnen bis 19 Tonnen wurden in Kapitel 5 vorgestellt, deren jeweilige Kühlung durch eine zweistufige R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlage erfolgt. In diesem Kapitel werden am Beispiel der zweistufigen R744-Transportkälteanlagen Strategien für einen energieeffizienten Betrieb entwickelt. Insbesondere der interne Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) wird hierbei betrachtet.

### 6.1 Kühlung von Mehrtemperatur-Transportbehältern

Im exemplarischen Multifunktionskühlfahrzeug liegen überwiegend zwei unterschiedliche Kühlraumtemperaturen vor. Beide Kammern des Mehrtemperatur-Transportbehälters können individuell durch die zweistufige Transportkälteanlage gekühlt werden, deren Regelung nachfolgend diskutiert wird. Ausgehend vom aktuellen Stand der Wissenschaft wird für zweistufige Kältemittelkreisläufe mit Verdampfern bei Nieder- und Mitteldruck ein neuartiger Ansatz zur Regelung der Kühlraumtemperaturen entwickelt und energetisch bewertet.

#### 6.1.1 Stand der Wissenschaft

Die Kühlraumtemperatur von Eintemperatur-Transportbehältern bzw. die damit gekoppelte Verdampferkälteleistung kann energieeffizient über die Verdichterdrehzahl in einem weiten Drehzahlintervall geregelt werden (vgl. CUBE ET AL. (1997a), S. 663 und STUMPF (2013)).

Der Mehrtemperatur-Transportbehälter bzw. der hier betrachtete Zweitemperatur-Transportbehälter erfordert für jede Kühlkammer eine unabhängige Kühlung, wobei die einzelnen Verdampfer parallel mit einem gemeinsamen ein- oder zweistufigen Kältemittelkreislauf verbunden sind. Prinzipiell kann hierbei zwischen unstetiger und stetiger Regelung der Verdampfer unterschieden werden. Im erstgenannten Fall liegt eine Zweipunktregelung innerhalb eines definierten Temperaturbands vor, wozu beispielsweise jede Kammer nacheinander mit dem Kältemittelkreislauf verbunden ist (vgl. BURKE & GROSSKOPF (2011)). Im zweiten Fall wird die Kälteleistung jedes einzelnen Verdampfers unabhängig voneinander über den Massenstrom dem Bedarf angepasst. Vielfach werden hierzu nach den Verdampfern Verdampfungsdruckregelventile eingesetzt und die Verdichterdrehzahl in Abhängigkeit vom Saugdruck geregelt (vgl. CUBE ET AL. (1997a), S. 639ff.). Dieser Ansatz wird in der Literatur auch als Kühlstellenregelung bezeichnet und von SMYTH ET AL. (2010) und KAIROUANI ET AL. (2009) für Mehrtemperatur-Transportbehälter genutzt.

Kältemittelkreisläufe mit mehreren parallelen Verdampfern, sog. Mehrverdampferanlagen, stellen im Allgemeinen aufgrund von Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Verdampfern eine Herausforderung für eine effiziente Regelung dar (vgl. ELLIOTT & RASMUSSEN (2009), SHAFIEI ET AL. (2014) und VARCHMIN ET AL. (2015)). Die Regelung einstufiger Kältemittel-

kreisläufe mit mehreren parallelen Verdampfern wird beispielsweise in ELLIOTT & RASMUSSEN (2008), ELLIOTT & RASMUSSEN (2009) und VARCHMIN ET AL. (2015) behandelt. Die Kühlraumtemperaturen oder die Kälteleistungen von Verdampfern bei Nieder- und Mitteldruck in zweistufigen Kältemittelkreisläufen mit zwei einstufigen Verdichtern werden über die Verdichterfrequenzen auf Sollgrößen geregelt. Dieser Ansatz wird beispielsweise in experimentellen Untersuchungen von SHILLIDAY (2012) und SAWALHA (2008) sowie in theoretischen Untersuchungen von SHAFIEI ET AL. (2013), SHAFIEI ET AL. (2014), und SAWALHA (2008) verwendet. Zwei einstufige Nieder- und Hochdruckverdichter gleicher Drehzahl werden in SHIN ET AL. (2014) in einer Laboranlage eingesetzt und Änderungen der Verdampferkälteleistungen im Nieder- und Mitteldruck bei Variation von Betriebsbedingungen beobachtet.

Veröffentlichungen zur Steuerung oder Regelung von Kältekreisläufen mit zwei einstufigen Verdichtern gleicher Drehzahl oder einem zweistufigen Verdichter und mindestens einem Verdampfer bei Mittel- und Niederdruck sind rar. Es ist allein eine Patentschrift zum Haushaltskühlschrank von DOI & NOGUCHI (2003)) mit jeweils einem Fach zum Kühlen und Gefrieren (Gefrierkühlkombination) mit einem zweistufigen Verdichter bekannt. Das Gefrierfach wird durch einen Verdampfer bei Niederdruck gekühlt, dessen Kälteleistung über die Verdichterfrequenz geregelt wird. Eine unabhängige Regelung der Kälteleistung vom Kühlfach, dessen Verdampfer bei Mitteldruck arbeitet, wird über die Frequenzregelung des Verdampferlüfters ermöglicht.

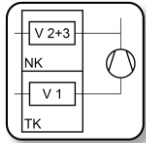
Dem Verfasser dieser Arbeit sind keine Veröffentlichungen zur unabhängigen, kältemittelseitigen Steuerung oder Regelung von Verdampfern bei Nieder- und Mitteldruck eines zweistufigen Kältemittelkreislaufs mit zwei einstufigen Verdichtern gleicher Drehzahl oder einem zweistufigen Verdichter bekannt. Zu dieser Fragestellung werden daher im Folgenden entsprechende Ansätze entwickelt und energetisch bewertet.

### **6.1.2 Betriebsbereich für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“**

Das Multifunktionskühlfahrzeug mit zweistufiger Transportkälteanlage aus Kapitel 5 wird vornehmlich als Zweitemperatur-Transportbehälter genutzt. In dem Fließbild aus Abbildung 5.1 ist das Dreiwegeventil in der Position b und ermöglicht eine gleichzeitige Kühlung beider Kammern. Das Kreislaufmodell und die Hubvolumina dieser Transportkälteanlage sind Tabelle 6.1 zu entnehmen.

Die Kühlraumtemperaturen in Kammer 2 für die Normalkühlung und in Kammer 1 für die Tiefkühlung sind durch die zweistufige Transportkälteanlage auf Sollwerte zu halten. Die Kühlraumtemperaturen bzw. die daran gekoppelten Kälteleistungen sind unabhängig voneinander zu regeln. Genau dieses kann in der zweistufigen Transportkälteanlage über die beiden Expansionsventile  $EXV-\dot{Q}_a$  und  $EXV-\dot{Q}_b$  sowie die Verdichterfrequenz realisiert werden (siehe zweistufige Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 oder Kreislaufmodell aus Abbildung 5.4). Der Öffnungsgrad von  $EXV-\dot{Q}_a$  und  $EXV-\dot{Q}_b$  lässt sich jeweils über die Regler beliebig in den Grenzen „zu“ und „offen“ einstellen. Eine Regelung beider Kühlraumtemperaturen ist mit

Tabelle 6.1: Kreislaufverschaltung und Kreislaufmodell der zweistufigen Transportkälteanlage zur Kühlung des Multifunktionskühlfahrzeugs in Anwendung als Zweitemperatur-Transportbehälter.

Anwendung	Zweistufige Transportkälteanlage	
	Verschaltung und Kühlaufgabe	Modell
Multifunktionskühlfahrzeug		Modelle gemäß Abbildung 5.4. Hubvolumen nach Tabelle 5.3.

beiden Expansionsventilen und der Verdichterdrehzahl in einem weiten Bereich möglich. Dieser Bereich setzt sich aus den sich jeweils ergänzenden Teilbereichen „Betriebsbereich EXV- $\dot{Q}_a$ “ und „Betriebsbereich EXV- $\dot{Q}_b$ “ zusammen, deren Veranschaulichung nachfolgend über die Kälteleistungen erfolgt.

- Betriebsbereich EXV- $\dot{Q}_a$

Experimentelle Untersuchungen in Kapitel 3.3.3 haben gezeigt, dass eine Änderung des bei Mitteldruck im IWT MD verdampfenden Kältemittelmassenstroms gegenläufige Auswirkungen auf die Kälteleistungen von Verdampfer 1 in der Tiefkühlung und der Verdampfer 2+3 in der Normalkühlung bei konstanter Gesamtkälteleistung hervorrufen. Die Änderung dieses Kältemittelmassenstroms wird in der zweistufigen Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 oder dem Kreislaufmodell aus Abbildung 5.4 über das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_a$  realisiert. Die Kälteleistung von Verdampfer 2+3 wird hierdurch indirekt beeinflusst. Das Ventil wird in den Grenzen „zu“ und „offen“ geregelt. In diesem Modus ist das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_b$  offen (siehe auch Tabelle 6.2).

- Betriebsbereich EXV- $\dot{Q}_b$

Die Kälteleistung von Verdampfer 2+3 für die Normalkühlung wird über das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_b$  in den Grenzen „zu“ und „offen“ geregelt. In diesem Betriebsbereich ist das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_a$  offen (siehe auch Tabelle 6.2).

Die beschriebenen Steuerungen der beiden Expansionsventile in einem Drehzahlbereich der Verdichter von  $1000\text{min}^{-1}$  bis  $2500\text{min}^{-1}$  bei konstanten Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler und Verdampfer ergeben charakteristische Betriebsbereiche. Diese sind in Abbildung 6.1 exemplarisch für den zweistufigen R744-Kältemittelkreislauf mit Lufteintrittstemperaturen in die beiden Gaskühler von  $T_{G,\text{ein}} = 15^\circ\text{C}$  (oben),  $30^\circ\text{C}$  (Mitte) und  $45^\circ\text{C}$  (unten) dargestellt. Weitere Randbedingungen der Simulationen sind: Lufteintrittstemperatur in Verdampfer 1 von

Tabelle 6.2: Öffnungsgrad der beiden Expansionsventile EXV- $\dot{Q}_a$  und EXV- $\dot{Q}_b$  in den beiden Betriebsbereichen.

Betriebsbereich	EXV- $\dot{Q}_a$	EXV- $\dot{Q}_b$
Betriebsbereich EXV- $\dot{Q}_a$	zu < Öffnungsgrad < offen	offen
Betriebsbereich EXV- $\dot{Q}_b$	offen	zu < Öffnungsgrad < offen

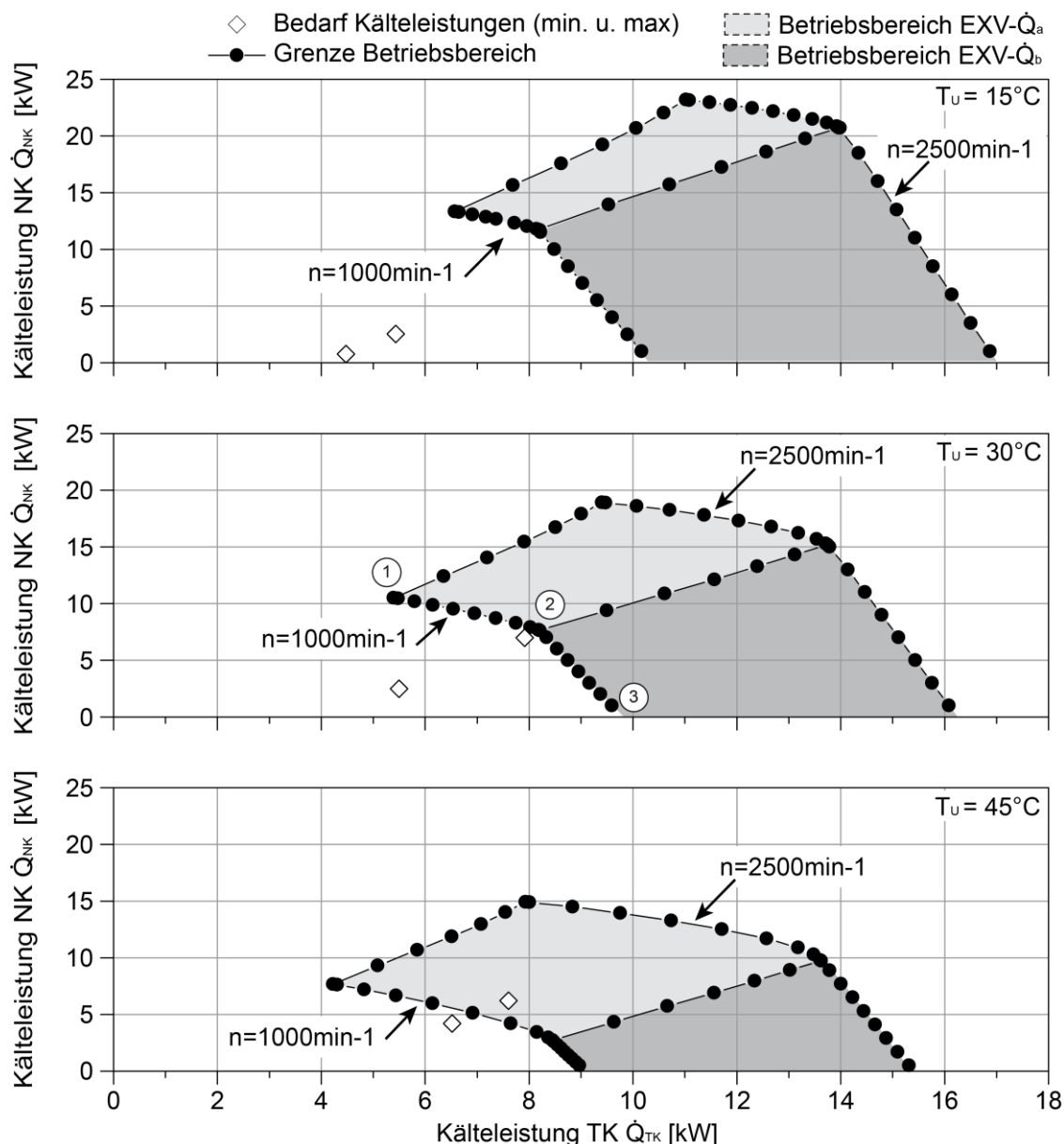


Abbildung 6.1: Betriebsbereich des zweistufigen R744-Kältemittelkreislaufs für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“. Verdampfer 1 arbeitet bei Niederdruck, Verdampfer 2+3 bei Mitteldruck. Die Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger betragen  $T_{G, \text{ein}} = 15^\circ\text{C}$  (oben),  $30^\circ\text{C}$  (Mitte) und  $45^\circ\text{C}$  (unten).

$T_{V1, \text{ein}} = -20^\circ\text{C}$  (TK) und in Verdampfer 2+3 von  $T_{V2+3, \text{ein}} = 0^\circ\text{C}$  (NK) bei konstanten Überhitzungen am IWT MD von  $T_{\text{IWT MD}} = 10\text{K}$  und am Verdampfer 2+3 von  $T_{\text{sup V } 2+3} = 5\text{K}$ .

Ausführlich erläutert werden im Folgenden die Auswirkungen des schrittweisen Öffnens von Ventil EXV- $\dot{Q}_a$  und nach Erreichen der maximalen Öffnung das schrittweise Schließen von Ventil EXV- $\dot{Q}_b$ . Diese Maßnahmen führen zu Änderungen in den Kälteleistungen von Verdampfer 1 (TK) sowie von Verdampfer 2+3 (NK) und ergeben eine Kennlinie. In Verbindung mit der Einflussgröße Verdichter-drehzahl entsteht ein Kennfeld. Exemplarisch wird die Kennlinie für eine konstante Lufteintrittstemperatur in beide Gaskühler von  $T_{G, \text{ein}} = 30^\circ\text{C}$  und eine konstante Verdichter-drehzahl von  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1000\text{min}^{-1}$  mit den drei Punkten 1, 2 und 3 diskutiert (siehe Abbildung 6.1, mittlere Grafik):

**Punkt 1-2:** In Punkt 1 ist das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_a$  geschlossen und es liegen Kälteleistungen in Verdampfer 1 von  $\dot{Q}_{V1} = 5,39\text{kW}$  (TK) und in Verdampfer 2+3 von  $\dot{Q}_{V2+3} = 10,50\text{kW}$  (NK) vor. Beim schrittweisen Öffnen des Ventils gelangt man bis zu Punkt 2 mit Kälteleistungen von  $\dot{Q}_{V1} = 8,20\text{kW}$  in Verdampfer 1 (TK) und  $\dot{Q}_{V2+3} = 7,66\text{kW}$  in Verdampfer 2+3 (NK). Im Einzelnen steigt durch das schrittweise Öffnen des Ventils der Massenstrom  $\dot{m}_{\text{IWT MD}}$  an. Hieraus resultieren Änderungen des Wärmestroms im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD)  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$  und aller nachgeordneten Komponenten, wie ausführlich in Kapitel 3.3.3 beschrieben. Die Kälteleistung von Verdampfer 1 (TK) steigt durch eine höhere Enthalpiedifferenz zwischen Verdampferaustritt und -eintritt. Die Kälteleistung von Verdampfer 2+3 (NK) sinkt aufgrund des abnehmenden Massenstroms  $\dot{m}_{V2+3}$ , trotz einer auch hier steigenden Enthalpiedifferenz zwischen Verdampferaustritt und -eintritt. Bei vollständiger Öffnung von Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_a$  stellt sich Punkt 2 mit den bereits genannten Kälteleistungen ein. Zwischen Punkt 1 und Punkt 2 ist das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_b$  vollständig geöffnet.

**Punkt 2-3:** Ausgehend von Punkt 2 mit maximalem Öffnungsgrad wird das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_b$  schrittweise bis Punkt 3 geschlossen. Der durch den Verdampfer 2+3 strömende Massenstrom  $\dot{m}_{V2+3}$  und damit einhergehend die Kälteleistung  $\dot{Q}_{V2+3}$  nehmen bis auf null ab. Des Weiteren kommt es zu einer Reduzierung des Mitteldrucks. Hierdurch nehmen in Verdampfer 1 der Massenstrom  $\dot{m}_{V1}$  und die Enthalpiedifferenz zwischen Verdampferaustritt und -eintritt zu. Die Kälteleistung steigt dort bis auf  $\dot{Q}_{V1} = 9,81\text{kW}$ . Zwischen Punkt 2 und Punkt 3 ist das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_a$  vollständig geöffnet.

Die Wiederholung dieser Zustandsänderungen für Drehzahlen bis  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 2500\text{min}^{-1}$  führt zu einem Kennfeld und zu den beiden gekennzeichneten Betriebsbereichen. In diesen markierten Bereichen können die Kälteleistungen der Verdampfer 1 und Verdampfer 2+3 unabhängig voneinander variiert werden.

Mit zunehmender Lufteintrittstemperatur in die Gaskühler sinken die Kälteleistung der Verdampfer 1 (TK) und Verdampfer 2+3 (NK). Die Betriebsbereiche verschieben sich, wie den Diagrammen aus Abbildung 6.1 zu entnehmen ist. Für die beiden zweistufigen R1270- und R410A-Kältemittelkreisläufe existieren ebenfalls die beiden diskutierten Betriebsbereiche, die wegen der Übersichtlichkeit nicht in Abbildung 6.1 eingezeichnet sind.

Zusätzlich zu den Betriebsbereichen des zweistufigen R744-Kältemittelkreislaufs sind in Abbildung 6.1 der Bruttokältebedarf  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto TK}}$  und  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto NK}}$  des exemplarischen Zweitemperatur-Transportbehälters (Kapitel 5) für Umgebungstemperaturen von  $T_U = 15^\circ\text{C}$ ,  $30^\circ\text{C}$  und  $45^\circ\text{C}$  sowie minimalen und maximalen Feuchtigkeiten aufgeführt. Die minimale Feuchtigkeit beträgt jeweils  $\varphi_{U, \min} = 0$  sowie maximal  $\varphi_{U, \max}(T_U = 15^\circ\text{C}) = 1$ ,  $\varphi_{U, \max}(T_U = 30^\circ\text{C}) = 1$  und  $\varphi_{U, \max}(T_U = 45^\circ\text{C}) = 0,2$ , gemäß den Klimabedingungen der USA aus Abbildung 5.2. Liegen die erforderlichen Verdampferkälteleistungen innerhalb der beiden markierten Betriebsbereiche, wie es für  $T_U=45^\circ\text{C}$  teilweise der Fall ist, werden diese durch einen stetigen, drehzahlgeregelten Betrieb des zweistufigen Kältemittelkreislaufs erbracht. In den anderen Fällen ist ein zeitreduzierter, unstetiger Betrieb (Taktung) erforderlich.



Der zweistufige R744-Kältemittelkreislauf kann wesentlich größere Kälteleistungen bereitstellen als für das Multifunktionskühlfahrzeug, in Anwendung als Zweitemperatur-Transportbehälter, erforderlich sind. Die hohen Kälteleistungen sind dem in Kapitel 5 beschriebenen Nutzungsprofil des Multifunktionskühlfahrzeugs mit gelegentlichen Einsätzen als Eintemperatur-Transportbehälter geschuldet. Werden in einem Kühlfahrzeug ausschließlich gemeinsam Waren der Normal- und Tiefkühlung transportiert, können der Transportbehälter größer oder die Transportkälteanlage kleiner dimensioniert werden.

### 6.1.3 Energieeffiziente Kühlung des Zweitemperatur-Transportbehälters

Die zweistufige Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ mit dem Simulationsmodell aus Abbildung 5.4 ermöglicht eine gleichzeitige und stetige Kühlung des Zweitemperatur-Transportbehälters in einem großen Betriebsbereich, wie die Ausführungen im letzten Kapitel 6.1.2 zeigten. Eine Bewertung dieses Ansatzes unter energetischen Gesichtspunkten erfolgt nachfolgend, wozu er mit zwei aktuellen Regelungskonzepten verglichen wird. Die gewählten Kreislaufverschaltungen mit den dazugehörigen Kreislaufmodellen sind Tabelle 6.3 zu entnehmen.

- Regelungskonzept 1:

Dieser Ansatz entspricht dem vorgestellten Regelungskonzept aus Kapitel 6.1.2. Kälte für die Normal- und Tiefkühlung wird stetig erbracht.

- Regelungskonzept 2:

Die zweistufige Transportkälteanlage des Eintemperatur-Kühlfahrzeugs arbeitet in der Verschaltung „Kälte bei Niederdruck“ und ermöglicht prinzipiell die Kühlung des Multifunktionskühlfahrzeugs aus Kapitel 5 in der Zweitemperatur-Anwendung. Die Kühlung beider Kammern erfolgt separat durch einen Wechselbetrieb der Verdampfer. Kälte für die Normalkühlung wird durch Verdampfer 2+3 und für die Tiefkühlung durch Verdampfer 1 jeweils bei Niederdruck erbracht. Hierzu ist entweder das Expansionsventil EXV-V 2+3 oder EXV-V 1 geschlossen. Der Nichtbetrieb der Verdampfer ist durch die graue Farbgebung in den beiden Symbolen zur Kreislaufverschaltung von Tabelle 6.3 dargestellt.

- Regelungskonzept 3:

Eine stetige und gleichzeitige Kühlung beider Kühlkammern durch die zweistufige Transportkälteanlage des Eintemperatur-Kühlfahrzeugs wird durch ein zusätzliches Verdampfungsdruckventil  $\text{EXV-}\dot{Q}_{V2+3}$  realisiert. Das  $\text{EXV-}\dot{Q}_{V2+3}$  ist nicht in der Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 dargestellt. Es ist nach Verdampfer 2+3 angeordnet und regelt die Kälteleistung von Verdampfer 2+3. Im Kreislaufmodell aus Abbildung 5.3 wird hierzu ein zusätzliches Regelventil  $\text{EXV-}\dot{Q}_{V2+3}$  eingesetzt. In diesem Fall regelt das Expansionsventil EXV-V 2+3 die Überhitzung der Verdampfer 2+3. Die Kälteleistung von Verdampfer 1 bestimmt aufgrund der höheren Kälteanforderung die Verdichterdrehzahl.

Das Regelungskonzept 2 kühlt die beiden Kühlkammern nur unstetig bzw. durch einen Wechselbetrieb der Verdampfer über eine gewisse Zeitspanne  $\Delta t$ . Eine Zeitspanne oder Zykluszeit  $\Delta t$  von 0 bis 1 wird angenommen. Über die gesamte Zykluszeit können durchschnittliche bzw. mittlere Kälteleistungen  $\bar{Q}_V$  berechnet werden, siehe Gl.(6.1). Die energetische Effizienz des Kreislaufs über diese Zykluszeit  $\Delta t$  wird durch die Arbeitszahl  $AZ_{el}$  nach Gl. (6.2) beschrieben, die die mittlere Leistungszahl bzw. den mittleren  $COP_{el}$  über diesen Zeitraum angibt (BAEHR & KABELAC (2012), S. 585).

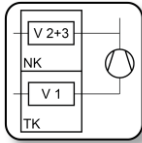
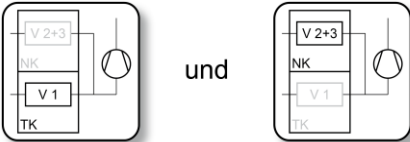
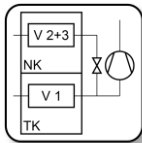
$$\bar{Q}_V = \frac{1}{\Delta t} \cdot \int_0^1 \dot{Q}_V dt \quad (6.1)$$

$$AZ_{el} = \frac{\int_0^1 \dot{Q}_V dt}{\int_0^1 (P_{el\text{ ND-Stufe}} + P_{el\text{ HD-Stufe}}) dt} \quad (6.2)$$

Alle drei Konzepte werden für die im Auslegungspunkt aus Kapitel 5.2.2 ermittelten Kälteleistungen verglichen. Die Kälteleistungen betragen  $\bar{Q}_{V1} = 8,2\text{kW}$  durch Verdampfer 1 (TK) und  $\bar{Q}_{V2+3} = 7,5\text{kW}$  durch Verdampfer 2+3 (NK). Die weiteren Randbedingungen sind Tabelle 6.4 zu entnehmen. In Regelungskonzept 2 werden die Kälteleistungen der Verdampfer 1 oder Verdampfer 2+3 durch die Verdichterdrehzahl geregelt, die energieeffizient gewählt wird.

Abbildung 6.2 zeigt links die Arbeitszahl  $AZ_{el}$  für die drei betrachteten Regelungskonzepte in Abhängigkeit von der variierenden Luft Eintrittstemperatur in die beiden Gaskühler von  $T_{G, \text{ein}} = 15^\circ\text{C}$  bis  $45^\circ\text{C}$ . Die Arbeitszahl ist für Regelungskonzept 1 am höchsten, wobei die

Tabelle 6.3: Zusammenstellung der zweistufigen Kreislaufverschaltungen und der zugehörigen Kreislaufmodelle für die drei Regelungskonzepte.

Regelungs- konzept	Zweistufige Transportkälteanlage	
	Verschaltung und Kühlraumtemperatur	Modell
1		Modell gemäß Abbildung 5.4. Hubvolumen nach Tabelle 5.3.
2	Unstetiger, abwechselnder Betrieb zwischen beiden Schaltungsvarianten  	Modell gemäß Abbildung 5.3. Hubvolumen nach Tabelle 5.2.
3		Modell gemäß Abbildung 5.3, erweitert um ein zusätzliches Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_{V\ 2+3}$ . Hubvolumen werden im Text genannt.

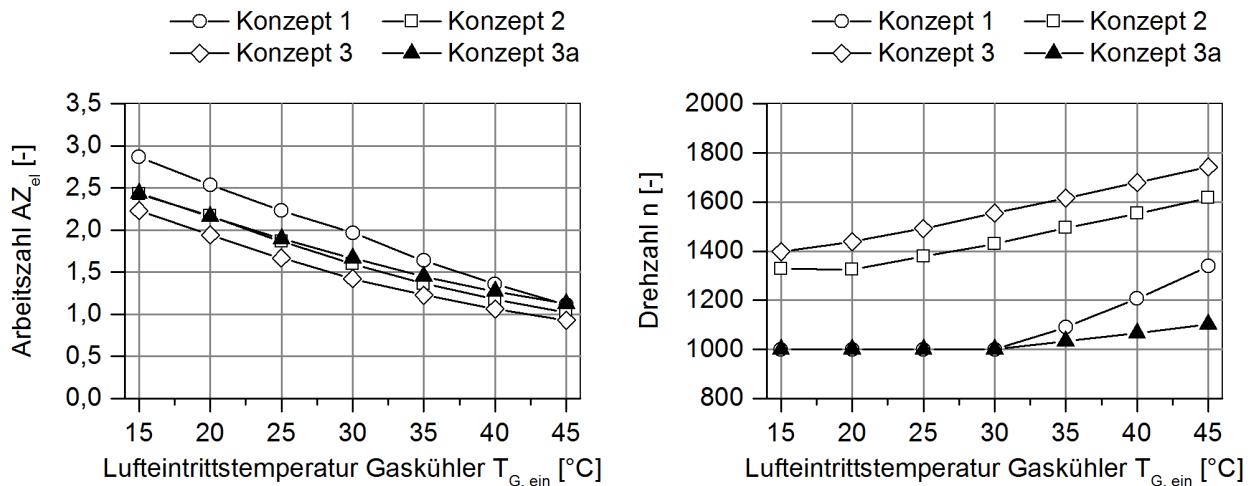


Abbildung 6.2: Vergleich mehrerer Konzepte zur Kühlung eines Zweitemperatur-Transportbehälters bei Variation der Lufteintrittstemperatur in die beiden Gaskühler. Die Verdampfer haben eine mittlere Kälteleistung über die Zykluszeit von  $\dot{Q}_{V1} = 8,2\text{kW}$  durch Verdampfer 1 (TK) und  $\dot{Q}_{V2+3} = 7,5\text{kW}$  durch Verdampfer 2+3 (NK). Die Untersuchungen werden exemplarisch für das Kältemittel R744 durchgeführt. Links: Arbeitszahl, rechts: Drehzahl.

Tabelle 6.4: Randbedingungen der Simulationen aus Kapitel 6.1.3.

Beschreibung	Wert
Lufteintrittstemperatur Verdampfer 1 (TK)	$T_{V1, \text{ein}} = -20^{\circ}\text{C}$
Lufteintrittstemperatur Verdampfer 2+3 (NK)	$T_{V2+3, \text{ein}} = 0^{\circ}\text{C}$
<i>Regelungskonzept 1 und 3:</i>	
Überhitzung IWT MD	$T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$
Überhitzung Verdampfer 2+3	$T_{\text{sup V 2+3}} = 5\text{K}$
<i>Regelungskonzept 2:</i>	
Überhitzung IWT MD	$T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$

Differenzen gegenüber den beiden anderen Regelungskonzepten mit steigender Lufteintrittstemperatur  $T_{G, \text{ein}}$  abnehmen. Die Verdichter-drehzahlen der ND- und HD-Stufe  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}}$  sind in Abbildung 6.2 rechts aufgetragen. Diese sind für die beiden Regelungskonzepte 2 und 3 höher als für Regelungskonzept 1. Für Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler  $T_{G, \text{ein}} \leq 30^{\circ}\text{C}$  liegt im Regelungskonzept 1 ein zeitreduzierter Betrieb vor.

Um den Einfluss der Drehzahl auf die Kühlung des Zweitemperatur-Transportbehälters zu berücksichtigen, sind in Regelungskonzept 3a die Verdichterhubvolumina der ND- und HD-Stufe gegenüber Regelungskonzept 3 angepasst. Diese sind, entsprechend dem definierten Auslegungspunkt für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ (Kapitel 5.2.2) mit  $T_{G, \text{ein}} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_{V1} = 8,2\text{kW}$  und  $\dot{Q}_{V2+3} = 7,5\text{kW}$  bei  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1000\text{min}^{-1}$ , zu  $\dot{V}_{\text{Hub, ND}} = 59,4\text{cm}^3$  und  $\dot{V}_{\text{Hub, HD}} = 55,5\text{cm}^3$  gewählt. Das Verhältnis der Hubvolumen beträgt  $V_{\text{Hub, ND}}/V_{\text{Hub, HD}} = 1,07$ . Die Ergebnisse sind als Regelungskonzept 3a ebenfalls in Abbildung

6.2 dargestellt. Mit der Drehzahlreduzierung ist ein Anstieg der Arbeitszahl  $AZ_{el}$  zwischen dem Regelungskonzept 3 und 3a verbunden, allerdings ist die  $AZ_{el}$  immer noch geringer als beim Regelungskonzept 1.

Die Kühlung des Zweitemperatur-Transportbehälters wird energieeffizient durch das Regelungskonzept 1 realisiert. Der zweistufige Kältemittelkreislauf mit Bereitstellung von Kälte bei Nieder- und Mitteldruck eignet sich somit für die Kühlung eines Zweitemperatur-Transportbehälters.

## 6.2 Effizienzsteigerung durch den internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD)

Der interne Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) ermöglicht die Abkühlung des Hochdruckmassenstroms auf Werte unterhalb der Umgebungstemperatur bzw. der Luft Eintrittstemperatur in die beiden Gaskühler bzw. Verflüssiger. Damit ist ein Anstieg der Energieeffizienz des Kältemittelkreislaufs verbunden, wie in Kapitel 2.4.2 beschrieben.

Nachfolgend wird der Einfluss vom internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) auf die zweistufige Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 für die beiden Kreislaufverschaltungen „Kälte bei Niederdruck“ und „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ separat anhand von Szenarien simulativ aufgezeigt.

### 6.2.1 Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“

Der interne Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) stellt eine wesentliche Komponente des zweistufigen Kältemittelkreislaufs dar. Herausgearbeitet wird der Einfluss dieser Komponente auf die Energieeffizienz exemplarisch für den zweistufigen R744-Kältemittelkreislauf mit dem Kreislaufmodell aus Abbildung 5.3. Die Luft Eintrittstemperaturen in die Gaskühler und Verdampfer betragen  $T_{G, \text{ein}} = 30^\circ\text{C}$  sowie  $T_{V, \text{ein}} = -20^\circ\text{C}$  bei einer Kälteleistung von  $\dot{Q}_V = 16,5\text{kW}$ . Die Vorgaben sind damit gleich dem Auslegungspunkt aus Kapitel 5.2.2. Die Verdichterdrehzahl wird auf die genannte Kälteleistung geregelt, der Hochdruck hinter Gaskühler 2  $p_{HD} = p_9$  optimal gewählt. Drei Szenarien werden untersucht:

- Szenario 1: Kein Wärmestrom im IWT MD ( $\dot{Q}_{IWT MD} = 0\text{kW}$ )

Die Hubvolumina der ND- und HD-Stufe entsprechen den in Tabelle 5.2 gewählten Größen. Das Expansionsorgan EXV-IWT MD ist zu, so dass  $\dot{Q}_{IWT MD} = 0\text{kW}$  ist. Der Massenstrom ist  $\dot{m}_{IWT MD} = 0\text{kg/s}$ , welcher einen signifikanten Einfluss auf den Mitteldruck  $p_{MD} = p_3$  hat. Der Mitteldruck  $p_{MD}$  liegt durch die vorgegebenen Hubvolumina unterhalb des optimalen Mitteldrucks ( $p_{MD} < p_{MD, \text{opt}}$ ).

- Szenario 2: Kein Wärmestrom im IWT MD ( $\dot{Q}_{IWT MD} = 0\text{kW}$ ), Anpassung Hubvolumina

Im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) ist  $\dot{Q}_{IWT MD} = 0\text{kW}$ . Die Hubvolumina der ND- und HD-Stufe werden, wie in Kapitel 5.2.2 vorgestellt, für eine Kälteleistung von  $\dot{Q}_V = 16,5\text{kW}$  bei  $n_{ND} = n_{HD} = 1450\text{min}^{-1}$  ausgelegt. Es liegt damit etwa der optimale Mitteldruck vor ( $p_{MD} \approx p_{MD, \text{opt}}$ ).

- Szenario 3: Maximale Wärmeübertragung im IWT MD ( $\dot{Q}_{\text{IWT MD}} = \max.$ )

Im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) wird ein Wärmestrom an das bei Mitteldruck verdampfte und überhitzte Kältemittel übertragen, begrenzt durch eine Sollüberhitzung von  $T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$ . Der Öffnungsquerschnitt von Expansionsventil EXV-IWT MD wird hierzu geregelt. Die gewählten Hubvolumina der ND- und HD-Stufe entsprechen den in Tabelle 5.2 gewählten Größen. Es liegt etwa der optimale Mitteldruck vor ( $p_{\text{MD}} \approx p_{\text{MD, opt}}$ ).

Szenario 1 und 3 unterscheiden sich allein durch den Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$  voneinander. Die daraus resultierenden Zustandsänderungen des Kältemittels werden im p,h-Diagramm von Abbildung 6.3 für den genannten Betriebspunkt ( $T_{\text{G, ein}} = 30^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{V, ein}} = -20^\circ\text{C}$  und  $\dot{Q}_V = 16,5\text{kW}$ ) dargestellt. Die schwarzen Linien stellen Szenario 1, die grauen Linien Szenario 3 dar. Die beiden Kreisläufe zeigen im p,h-Diagramm vier wesentliche Unterschiede auf, die den IWT ND, den Verdampfer, den zweistufigen Verdichter und den Mitteldruck betreffen. Die Unterschiede werden im Folgenden genauer analysiert:

- IWT ND und Verdampfer:

In Szenario 1 ist ( $\dot{Q}_{\text{IWT MD}} = 0\text{kW}$ ), so dass die Punkte 10 und 11 zusammenfallen ( $h_{10} = h_{11}$ ). Zwischen beiden Punkten erfolgt in Szenario 3 eine signifikante Abkühlung des Hochdruckmassenstroms. Diese Abkühlung reduziert die Temperaturdifferenz zwischen den am IWT ND eintretenden Kältemittelströmen von Hoch- und Niederdruckseite. Im IWT ND wird daher ein kleinerer Wärmestrom übertragen als in Szenario 1, zu erkennen an den geringeren spezifischen Enthalpiedifferenzen von Hochdruck- ( $h_{11} - h_{13}$ ) und Niederdruckseite ( $h_1 - h_{18}$ ).

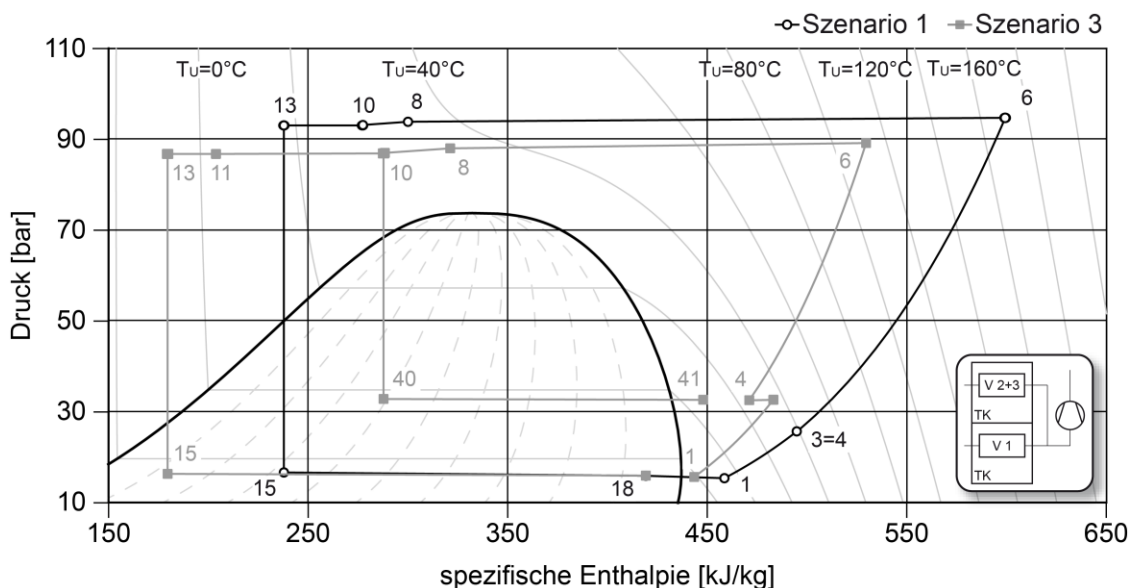


Abbildung 6.3: Zweistufige Kältemittelkreisläufe mit und ohne internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) im p,h-Diagramm für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ und Randbedingungen von  $T_{\text{G, ein}} = 30^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{V, ein}} = -20^\circ\text{C}$  und  $\dot{Q}_V = 16,5\text{kW}$ . Wichtige Positionen des Kältemittelkreislaufts sind nummeriert, die sich an dem Fließbild aus Abbildung 5.1 orientiert.

Die spezifische Enthalpie am Verdampfereintritt ( $h_{15}$ ) ist in Szenario 3 signifikant geringer. Die spezifische Enthalpiedifferenz zwischen Verdampferaus- und -eintritt ( $h_{18} - h_{15}$ ) steigt. Bei gleicher Kälteleistung ist daher der Massenstrom  $\dot{m}$  und die Verdichterdrehzahl in Szenario 3 geringer als für Szenario 1, wie auch Tabelle 6.5 zu entnehmen ist.

- Zweistufiger Verdichter:

In Szenario 1 liegt am Eintritt in die ND-Stufe (Punkt 1) eine Überhitzung von etwa 20K aufgrund des IWT ND vor. Die hohe Überhitzung wirkt sich dort positiv auf den  $COP_{el}$  aus. In Szenario 3 sinkt die Überhitzung aufgrund der geringeren spezifischen Enthalpiedifferenz im IWT ND. Die geringere Überhitzung und die Kältemittelzufuhr bei Mitteldruck (Punkt 41) senken in Szenario 3 die spezifische Enthalpie am Austritt der HD-Stufe (Punkt 6) deutlich.

- Mitteldruck:

Der Mitteldruck  $p_{MD}$  beträgt in Szenario 1  $p_{MD} = 25,7\text{bar}$  und liegt signifikant unter dem optimalen Mitteldruck ( $p_{MD} < p_{MD,opt}$ ), der einen energieeffizienten Betrieb kennzeichnet (siehe Tabelle 6.5). In Szenario 3 steigt der Mitteldruck um etwa 7,1bar auf  $p_{MD} = 32,8\text{bar}$ , der etwa dem optimalen Mitteldruck entspricht. In beiden Szenarien sind die Hubvolumina gleich.

Geringere Verdichterdrehzahl und ein Mitteldruck nahe am optimalen Mitteldruck lassen den  $COP_{el}$  von  $COP_{el} = 1,11$  in Szenario 1 auf  $COP_{el} = 1,63$  in Szenario 3 steigen. Die energetische Effizienz des Kreislaufs wird durch den internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) somit insgesamt um 47% auf  $COP_{el} = 1,63$  gesteigert (siehe Tabelle 6.5).

In Szenario 1 ist der  $COP_{el}$  geringer als er bei einer optimalen Kreislaufauslegung sein müsste. Die beiden Einflüsse aus Verdichterdrehzahl und Mitteldruck werden in Szenario 2 durch die Anpassung der Hubvolumina berücksichtigt, wodurch die beiden Verdichterstufen bei höheren Verdichterwirkungsgraden arbeiten. Der  $COP_{el}$  beträgt  $COP_{el} = 1,41$ . Gegenüber Szenario 2 verbessert der interne Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) aus Szenario 3 die energetische Effizienz des Kreislaufs somit lediglich um knapp 16%. Die hier ermittelte Effizienzverbesserung passt überein mit den in Kapitel 2.4.2 genannten Literaturwerten von 14% bis 22%

Tabelle 6.5: Effizienzen des zweistufigen Kältemittelkreislaufs für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ und Randbedingungen von  $T_{G,ein} = 30^\circ\text{C}$ ,  $T_{V,ein} = -20^\circ\text{C}$  und  $\dot{Q}_V = 15\text{kW}$ .

Parameter	Szenario 1	Szenario 2	Szenario 3
Hubvolumen ND-Stufe pro Kolben $\dot{V}_{Hub,ND}$ [cm <sup>3</sup> ]	40,3	58,3	40,3
Hubvolumen HD-Stufe pro Kolben $\dot{V}_{Hub,HD}$ [cm <sup>3</sup> ]	37,7	42,3	37,7
Drehzahl $n_{ND} = n_{HD}$ [min <sup>-1</sup> ]	2074	1430	1447
Mitteldruck $p_{MD}$ [bar]	25,7	29,7	32,8
$COP_{el}$ [-]	1,11	1,41	1,63

(siehe CAVALLINI ET AL. (2005) und CECCHINATO & CHIARELLO (2009)). Da die Änderungen im p,h-Diagramm zwischen Szenario 1 und 2 bis auf den Mitteldruck vernachlässigbar klein sind, wird auf eine Darstellung in Abbildung 6.3 verzichtet.

Die Effizienzverbesserung im Kreislauf durch den internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) ist in der Höhe von der Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck bzw. der Temperaturdifferenz zwischen Umgebung und Kühlraum sowie der Kälteleistung abhängig.

## 6.2.2 Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“

In Kapitel 6.1.2 wurde ein neuartiges Konzept zur Regelung der Kälteleistungen für einen Mehrtemperatur-Transportbehälter vorgestellt. Die zweistufige Transportkälteanlage aus Abbildung 5.1 ermöglicht in der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ die Kälteleistungen der Normalkühlung durch Verdampfer 2+3 und die Kälteleistungen der Tiefkühlung durch Verdampfer 1 in einem weiten Bereich bedarfsgerecht zu variieren. Hierzu wurden in Kapitel 6.1.2 die beiden Expansionsventile  $EXV-\dot{Q}_a$  und  $EXV-\dot{Q}_b$  herangezogen, für die sich jeweils charakteristische Betriebsbereiche (Betriebsbereich  $EXV-\dot{Q}_a$  und Betriebsbereich  $EXV-\dot{Q}_b$ ) ergaben.

Das Expansionsventil  $EXV-\dot{Q}_a$  ermöglicht über eine Variation des Wärmestroms  $\dot{Q}_{IWT MD}$  den Betriebsbereich  $EXV-\dot{Q}_a$ . Gleichzeitig verbessert die Abkühlung des Hochdruckmassenstroms im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) die energetische Effizienz des zweistufigen Kältemittelkreislaufs, wie im letzten Kapitel 6.2.1 gezeigt. Energieeffizienter Betrieb und unabhängige Regelung der Kälteleistungen im Betriebsbereich  $EXV-\dot{Q}_b$  stehen damit in Konkurrenz zueinander.

Die weiteren Diskussionen beziehen sich auf die zweistufige R744-Transportkälteanlage mit Lufteintrittstemperaturen in die beiden Gaskühler von  $T_{G, \text{ein}} = 30^\circ\text{C}$ , Lufteintrittstemperaturen in die Verdampfer von  $T_{V 2+3} = 0^\circ\text{C}$  (NK) und  $T_{V 1} = -20^\circ\text{C}$  (TK) sowie Verdichterdrehzahlen zwischen  $1000\text{min}^{-1}$  und  $2500\text{min}^{-1}$ . Zwei Szenarien werden definiert, deren Kreislaufverschaltungen mit den dazugehörigen Kreislaufmodellen in Tabelle 6.6 zusammengestellt sind.

- Szenario 1: Großer Betriebsbereich

Die zweistufige Transportkälteanlage wird in der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ betrieben. Die Modellbeschreibung erfolgt durch das Kreislaufmodell aus Abbildung 5.4. Die beiden Expansionsventile  $EXV-\dot{Q}_a$  und  $EXV-\dot{Q}_b$  werden zur Steuerung der Kälteleistungen verwendet, wie in Kapitel 6.1.2 vorgestellt. Die dort in Abbildung 6.1 definierten Betriebsbereiche sind erneut für  $T_{G, \text{ein}} = 30^\circ\text{C}$  in Abbildung 6.4 dargestellt. Durch Variation der Ventilöffnung von Expansionsventil  $EXV-\dot{Q}_a$  und  $EXV-\dot{Q}_b$  ergeben sich die beiden charakteristischen Betriebsbereiche  $EXV-\dot{Q}_a$  und  $EXV-\dot{Q}_b$  im Drehzahlbereich von  $1000\text{min}^{-1}$  bis  $2500\text{min}^{-1}$  (siehe Abbildung 6.4). Im Betriebsbereich  $EXV-\dot{Q}_a$  variiert die Ventilöffnung des genannten Expansionsventils zwischen „zu“ und „offen“. Das Expansionsventil  $EXV-\dot{Q}_b$  ist offen. Im Betriebsbereich  $EXV-\dot{Q}_b$  variiert die Ventilöffnung von  $EXV-\dot{Q}_b$  zwischen „zu“ und „offen“.

- Szenario 2: Eingeschränkter Betriebsbereich

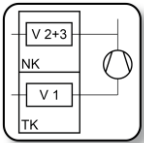
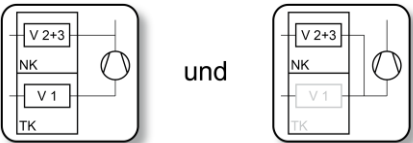
In diesem Szenario liegt zunächst die gleiche Kreislaufverschaltung wie in Szenario 1 vor. Allerdings wird das Expansionsventil  $\text{EXV-}\dot{Q}_a$  nicht zur Steuerung der Kälteleistung herangezogen. Es ist offen und ermöglicht im IWT MD die Übertragung eines maximalen Wärmestroms, begrenzt durch die Überhitzungsregelung von  $\text{EXV-IWT MD}$  mit einer konstanten Überhitzung von  $T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$ . In Abbildung 6.4 steht der Betriebsbereich  $\text{EXV-}\dot{Q}_a$  damit nicht zur Steuerung der Kälteleistung von Verdampfer 1 für die Tiefkühlung und von Verdampfer 2+3 für die Normalkühlung zur Verfügung. Allein das Expansionsventil  $\text{EXV-}\dot{Q}_b$  ermöglicht eine Anpassung der Kälteleistungen. Lediglich im Betriebsbereich  $\text{EXV-}\dot{Q}_b$  können Kälteleistungen für die Normal- und Tiefkühlung stetig erbracht werden. Außerhalb dieses Betriebsbereiches ist ein unstetiger Betrieb der Transportkälteanlage notwendig. Hierzu wird die Kreislaufverschaltung durch Wechsel der Dreiwegeventil-Position aus Abbildung 5.1 geändert.

Die beiden Szenarien werden für den Betriebsbereich  $\text{EXV-}\dot{Q}_a$  in Bezug auf die Energieeffizienz untersucht. Da in diesem Bereich die Kälteleistungen der Normal- und Tiefkühlung durch Verdampfer 2+3 sowie Verdampfer 1 in Szenario 2 nur unstetig erbracht werden können, wird eine Zykluszeit  $\Delta t$  von 0 bis 1 angenommen. Die folgende Diskussion erfolgt daher mit mittleren Kälteleistungen  $\bar{Q}_V$  nach Gl. (6.1) und Arbeitszahlen  $AZ_{\text{el}}$  nach Gl. (6.2).

Beide Szenarien werden detailliert für einen exemplarischen Punkt mit mittleren Kälteleistungen von  $\bar{Q}_{V1} = 7,11\text{kW}$  in der Tiefkühlung (TK) und  $\bar{Q}_{V2+3} = 13,70\text{kW}$  in der Normalkühlung (NK) verglichen (siehe Abbildung 6.4). In beiden Szenarien ist das Expansionsventil  $\text{EXV-Verd. 2+3}$  auf eine Überhitzung nach dem Verdampfer 2+3 von  $T_{\text{sup V 2+3}} = 5\text{K}$  geregelt, die Überhitzung am IWT MD beträgt konstant  $T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$ . Das Expansionsventil  $\text{EXV-}\dot{Q}_b$  ist offen.

In Szenario 1 wird dieser Punkt durch einen stetigen Betrieb des Kältekreislaufs bei Drehzahlen von  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1450\text{min}^{-1}$  erbracht. Das Expansionsventil  $\text{EXV-}\dot{Q}_a$  ist fast geschlossen, der übertragene Wärmestrom im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) beträgt

Tabelle 6.6: Zusammenstellung der zweistufigen Kreislaufverschaltungen und der zugehörigen Kreislaufmodelle für die drei Regelungskonzepte.

Zweistufige Transportkälteanlage		
Szenario	Verschaltung und Kühlaufgabe	Modell
1		Modell gemäß Abbildung 5.4. Hubvolumen nach Tabelle 5.3.
2	Unstetiger, abwechselnder Betrieb zwischen beiden Schaltungsvarianten 	Modelle gemäß Abbildung 5.4. und Abbildung 5.3. Hubvolumen nach Tabelle 5.3.



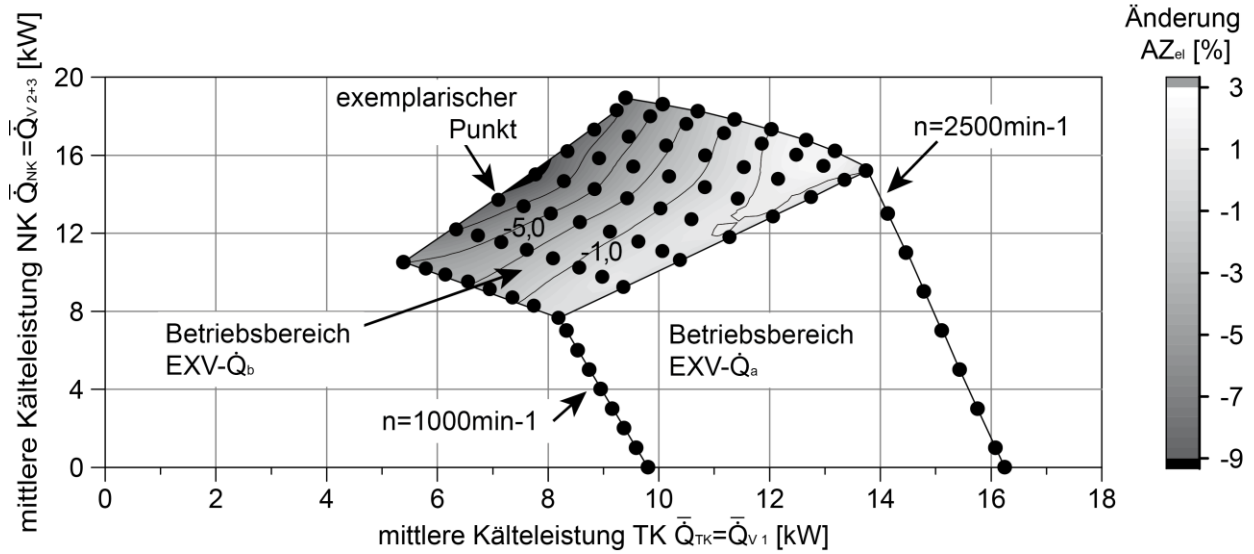


Abbildung 6.4: Betriebsbereich des zweistufigen R744-Kältemittelkreislaufs für die Bereitstellung von Kälte bei zwei Druckniveaus über einen Zeitraum einer Stunde. Die Luftfeintrittstemperaturen betragen in die beiden Gaskühler  $T_{G, \text{ein}} = 30^\circ\text{C}$ , in die Verdampfer  $T_{V2+3, \text{ein}} = 0^\circ\text{C}$  und  $T_{V1, \text{ein}} = -20^\circ\text{C}$  (TK). Die prozentuale Änderung der Arbeitszahl von Szenario 1 gegenüber Szenario 2 ist für den Betriebsbereich EXV-IWT MD dargestellt.

$\dot{Q}_{\text{IWT MD}} = 0,2\text{kW}$ . In der Transportkälteanlage liegen über die komplette Zykluszeit  $\Delta t$  konstante Kälteleistungen von  $\dot{Q}_{V1} = 7,11\text{kW}$  (TK) und  $\dot{Q}_{V2+3} = 13,70\text{kW}$  (NK) vor. Über die gesamte Zykluszeit  $\Delta t$  von 0 bis 1 liegt eine Betriebsphase vor. Zum Zeitpunkt  $t/\Delta t = 1$  beginnt die Betriebsphase erneut. Schematisch ist der Prozess mit den Kälteleistungen  $\dot{Q}_{V1}$  und  $\dot{Q}_{V2+3}$  in Abbildung 6.5 links dargestellt. Die Arbeitszahl nach Gl. (6.2) beträgt  $AZ_{\text{el}} = 1,61$ .

In Szenario 2 kann dieser Punkt nur durch einen unstetigen Betrieb der zweistufigen Transportkälteanlage mit zeitweiser Taktung der Verdampfer erbracht werden. Es liegen jetzt zwei Betriebsphasen vor. Betriebsphase 1 mit der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ liegt bis zum Zeitpunkt  $t/\Delta t = 0,71$  vor. Verdampfer 1 (TK) und Verdampfer 2+3 (NK) haben Kälteleistungen von  $\dot{Q}_{V1} = 9,96\text{kW}$  (TK) und  $\dot{Q}_{V2+3} = 10,01\text{kW}$  (NK) (siehe Abbildung 6.5 rechts). Die Drehzahl beträgt  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1350\text{min}^{-1}$ . Zum Zeitpunkt  $t/\Delta t = 0,71$  ist die mittlere Kälteleistung von  $\bar{\dot{Q}}_{V1} = 9,96 \cdot 0,71 = 7,11\text{kW}$  (TK) über die Zykluszeit  $\Delta t$  vollständig erbracht. Die mittlere Kälteleistung von Verdampfer 2+3  $\bar{\dot{Q}}_{V2+3}$  (NK) über die Zykluszeit  $\Delta t$  ist noch nicht vollständig erbracht. Daher schießt sich in der Transportkälteanlage unmittelbar Betriebsphase 2 an, wozu in Abbildung 5.1 der Verdampfer 1 durch Schließen von Expansionsventil EXV-V 1 aus dem Kreislauf genommen wird. Für die restliche Zeit  $t/\Delta t = 1 - 0,71 = 0,29$  arbeitet in der zweistufigen Transportkälteanlage alleine Verdampfer 2+3, der bei Niederdruck betrieben wird. Hierzu ist in Abbildung 5.1 die Position des Dreiwegeventils auf Position a geändert. Die Modellbeschreibung erfolgt durch den Kältemittelkreislauf aus Abbildung 5.3, wobei Verdampfer 1 nicht durchströmt wird. Die Verdichter-Hubvolumina bleiben gleich (siehe Tabelle 6.6). Für den restlichen Zeitraum beträgt die Kälteleistung von Verdampfer 2+3  $\dot{Q}_{V2+3} = 22,88\text{kW}$  bei Verdichterdrehzahlen von  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1411\text{min}^{-1}$ . Der Schaltvorgang wird idealisiert ohne instationären Übergangsbereich angenommen. Der Zeitpunkt  $t/\Delta t = 0,71$  und die Drehzahlen sind energieeffizient gewählt. Für die komplette

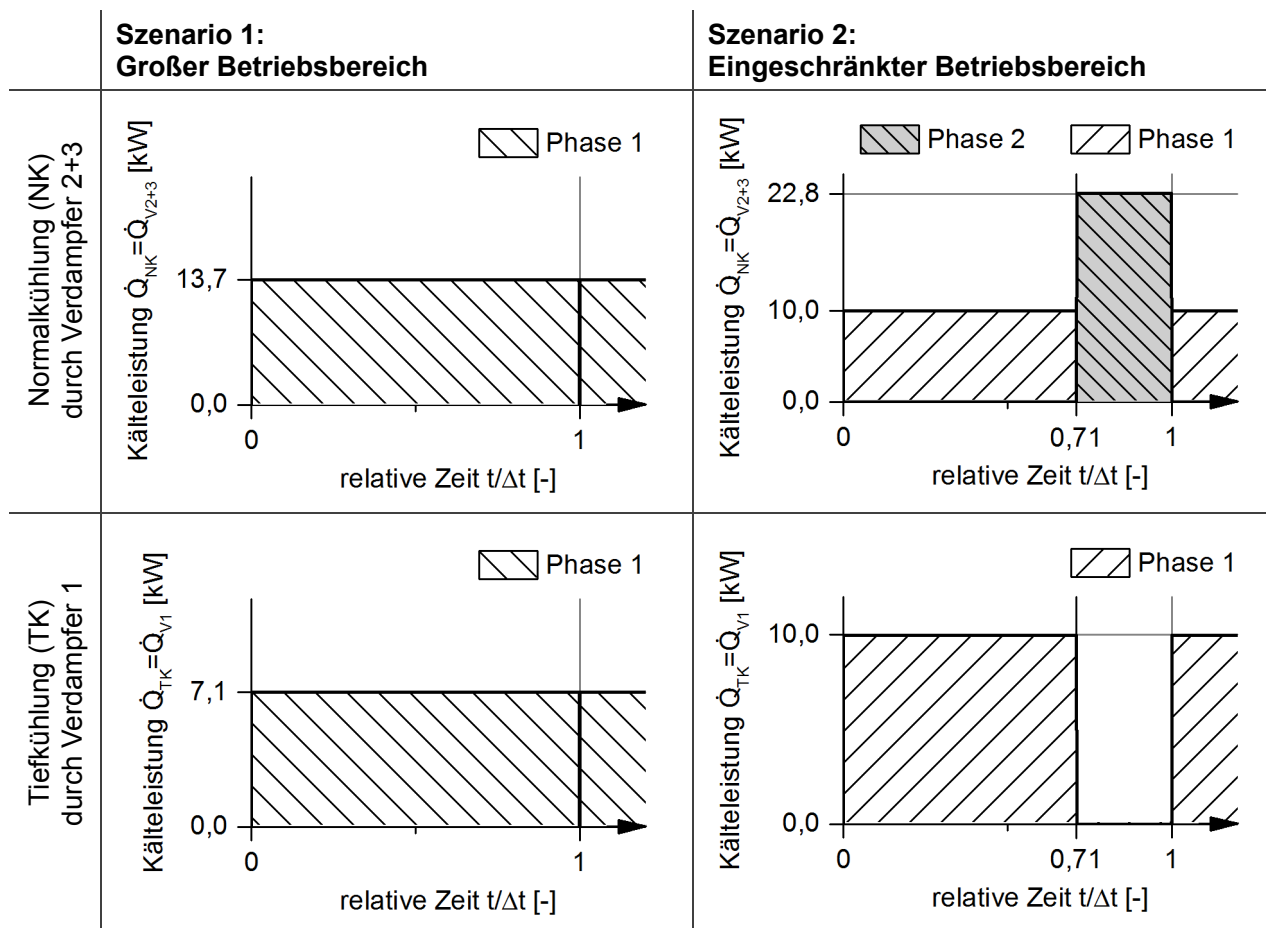


Abbildung 6.5: Zeitanteile der Kälteerzeugung für die Normal- und Tiefkühlung bei einer mittleren Kälteleistung von  $\bar{Q}_{\text{V}1} = 7,11\text{kW}$  (TK) und  $\bar{Q}_{\text{V}2+3} = 13,7\text{kW}$  (NK) über die Zykluszeit  $\Delta t$  von 0 bis 1. Links zeigt die Zeiteinteilung in Szenario 1, rechts die Zeiteinteilung in Szenario 2.

Zykluszeit wird für Szenario 2 eine Arbeitszahl von  $AZ_{\text{el}} = 1,75$  ermittelt. Zum Zeitpunkt  $t/\Delta t = 1$  wiederholt sich der Prozess mit beiden Betriebsphasen.

Ein Vergleich der Arbeitszahlen für beide Szenarien in diesem Punkt ( $\bar{Q}_{\text{V}1} = 7,11\text{kW}$  (TK) und  $\bar{Q}_{\text{V}2+3} = 13,7\text{kW}$  (NK)) zeigt, dass diese in Szenario 1 um 0,14 bzw. 9% geringer ist als in Szenario 2 (siehe auch Abbildung 6.4). Das Vorgehen für weitere Punkte ist entsprechend. Für den kompletten Betriebsbereich EXV- $\dot{Q}_a$  lassen sich in Abbildung 6.4 die durch Graustufen dargestellten  $AZ_{\text{el}}$ -Änderungen ablesen. Für einen Großteil des Betriebsbereiches (grau) weist Szenario 2 die höchsten Arbeitszahlen auf. In einigen kleinen Bereichen (weiß) erreicht Szenario 1 die höchsten Arbeitszahlen.

Insgesamt kann festgestellt werden, dass Szenario 1 für einen Großteil des Betriebsbereiches geringere Arbeitszahlen erreicht, diese aber im Mittel nur 1,7% unterhalb der Arbeitszahlen von Szenario 2 liegen. Die angenommene Arbeitsweise von Szenario 2 gibt den Idealfall an. Bei einer Zweipunktregelung innerhalb eines definierten Kühlraumtemperaturbands werden nicht die energieeffizienten Drehzahlen und Schaltpunkte erreicht. Die Unterschiede zwischen beiden Szenarien nehmen ab oder heben sich ganz auf. Insgesamt kann gezeigt werden, dass die Regelung der Kälteleistung von Verdampfer 2+3  $\dot{Q}_{\text{V}2+3}$  durch das Expansionsventil EXV- $\dot{Q}_a$  eine sinnvolle Maßnahme zur Erweiterung des Betriebsbereiches ist.

### 6.3 Zusammenfassung

Eine stetige Kühlung des Zweitemperatur-Transportbehälters mit zwei unterschiedlichen Kühlraumtemperaturen wird durch den zweistufigen Kältemittelkreislauf in der Verschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ ermöglicht. Die Verdampferkälteleistungen der Normalkühlung (Verdampfer 2+3) und der Tiefkühlung (Verdampfer 1) werden unabhängig voneinander durch die Expansionsventile  $\text{EXV-}\dot{Q}_a$  und  $\text{EXV-}\dot{Q}_b$  geregelt. Für beide Expansionsventile wurden charakteristische Betriebsbereiche identifiziert. Das Regelungskonzept erreichte unter den vier betrachteten Szenarien die höchsten Effizienzen.

Detailuntersuchen für den Betriebsbereich  $\text{EXV-}\dot{Q}_a$  zeigten in Kapitel 6.2.2, dass die Effizienzverschlechterungen durch die Einbindung des  $\text{EXV-}\dot{Q}_a$  in das genannte Regelungskonzept gering und zu vernachlässigen sind. Der vergrößerte Betriebsbereich ist gleichzusetzen mit den Effizienzverbesserungen, die durch eine Abkühlung des Hochdruckmassenstroms im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) resultieren.

Für die zweistufige Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ konnte eine signifikante Verbesserung der Energieeffizienz durch den internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck aufgezeigt werden.

## 7 Vergleich von Kältemitteln unter praxisrelevanten Bedingungen

Die Anforderungen an ein Kältemittel sind sehr vielfältig und ermöglichen einen Vergleich aus unterschiedlichen Blickwinkeln. Nachfolgend werden energetische Effizienz und klimawirksame Emissionen der zweistufigen R744-, R1270- und R410-Transportkälteanlagen aus Kapitel 5 als Bewertungskriterien gewählt.

Beide Bewertungsgrößen werden wesentlich durch das Nutzungsverhalten des Kühlfahrzeugs sowie von Umgebungsbedingungen bestimmt, die in Kapitel 7.2 ermittelt werden. Die zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen werden in Kapitel 7.3 in Bezug auf die energetische Effizienz und in Kapitel 7.4 hinsichtlich der klimawirksamen Emissionen bewertet. Für die Ermittlung der klimawirksamen Emissionen wird der Einsatz der zweistufigen Transportkälteanlagen in unterschiedlichen Klimazonen angenommen, repräsentiert durch die Länder Deutschland, Spanien und die USA.

Teile dieser Ausführungen sind in leicht modifizierter Form auch in MÖHLENKAMP ET AL. (2014a) und MÖHLENKAMP ET AL. (2014b) veröffentlicht.

### 7.1 Stand der Wissenschaft

Die Bewertung von unterschiedlichen Kältemitteln in ein- und zweistufigen Kältemittelkreisläufen anhand ihrer energetischen Effizienz und ihrer klimawirksamen Emissionen ist in der Literatur dokumentiert. Für die Transportkühlung sind wenige Publikationen zu diesem Thema bekannt, die insbesondere für das Kältemittel R744 zu unterschiedlichen und zum Teil widersprüchlichen Ergebnissen kommen. In diesem Bereich besteht weiterer Forschungsbedarf, wie die nachfolgenden Ausführungen zum aktuellen Stand der Wissenschaft zeigen.

#### 7.1.1 TEWI- bzw. LCCP-Studien

Die globale Treibhauswirkung von Kältemitteln wird seit den frühen 1990-Jahren in TEWI-Studien (engl. Total Equivalent Warming Impact) untersucht. Diese erfassen die Treibhauswirkung des Kältemittels bei dessen Freisetzung (direkten Emissionen) sowie CO<sub>2</sub>-Emissionen aus dem Betrieb (indirekte Emissionen). Die in einer TEWI-Studie zu berücksichtigenden Emissionsquellen werden in der DIN EN 378-1 für stationäre und ortsveränderliche Kälteanlagen aller Größen festgelegt. Die klimawirksamen Emissionen berechnen sich nach Gl. (7.1) und umfassen drei Anteile: Leckageverlust ( $GWP \cdot L_a \cdot z$ ), Verluste bei der Kältemittelrückgewinnung ( $GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_{\text{Recovery}})$ ) und Energieaufnahme durch den Betrieb der Transportkälteanlage ( $E_a \cdot \beta \cdot z$ ). Die ersten beiden Terme der linken Seite von Gl. (7.1) stellen direkte Emissionen und der dritte Term stellt indirekte Emissionen der Transportkälteanlage dar.

$$TEWI = GWP \cdot L_a \cdot z + GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_{recovery}) + E_a \cdot \beta \cdot z \quad (7.1)$$

Eine Erweiterung der TEWI-Studien wird durch eine ganzheitliche Betrachtung der Treibhauswirkung von Kältemittelanlagen ermöglicht (Life Cycle Climate Performace (LCCP)-Studien). Emissionen von der Produktion, dem Betrieb und der Entsorgung der Kältemittelanlage sowie dem darin enthaltenen Kältemittel werden erfasst. LCCP-Studien wurden zur Bewertung unterschiedlicher Pkw-Kältemittel durch General Motors in PAPASAVVA ET AL. (2008) entwickelt. Für andere Bereiche, wie für Wärmepumpen, Supermärkte und Transportkälteanlage, werden LCCP-Studien in ZHANG ET AL. (Oktorber 2011), BESHAR ET AL. (2014) und NASUTA ET AL. (2014) vorgestellt.

KUJAK ET AL. (2014) zeigen für ein exemplarisches Kühlfahrzeug mit einem einstufigen R404A-Kältekreislauf, dass die in der DIN EN 378-1 berücksichtigten Emissionsquellen zur Berechnung einer TEWI-Studie zusammen einen Anteil von über 97% der klimawirksamen Emissionen gegenüber den Gesamtemissionen einer LCCP-Studie haben. Daher werden in dieser Arbeit die Treibhauswirkungen von Kältemitteln bzw. die klimawirksamen Emissionen der Transportkälteanlagen anhand von TEWI-Studien nach DIN EN 378-1 berechnet.

### 7.1.2 Vergleich von Kältemitteln für die Transportkühlung

Kälteanlagen können in jedem Arbeitspunkt hinsichtlich der energetischen Effizienz, des Energieverbrauches und der klimawirksamen Emissionen bewertet werden. Für den speziellen Bereich der Lkw-Transportkühlung sind dem Autor dieser Arbeit nur wenige Veröffentlichungen bekannt, die Kältemittel anhand dieser Kenngrößen vergleichen. Daher ist die Literaturrecherche auf die Containerkühlung mit vergleichbaren Randbedingungen ausgeweitet. Die Veröffentlichungen lassen sich thematisch in Anwendungsgebiete, Kältemittel, Kältemittelkreislauf sowie simulative und experimentelle Methoden unterteilen. In Simulationen werden vielfach stark vereinfachende Vorgaben über thermodynamische Abhängigkeiten getroffen, z.B. Austrittsbedingungen der Verdampfer und Gaskühler bzw. Verflüssiger zur Festlegung von Überhitzung bzw. Unterkühlung.

Die nachfolgenden Diskussionen beschränkt sich auf die synthetischen Kältemittel R410A, R404A, R134a und natürliche Kältemittel. Synthetische Ersatzkältemittel für R410A und R404A wurden in Kapitel 2.2 diskutiert.

#### Lkw-Transportkühlung

Im Bereich der Lkw-Transportkühlung sind folgende Veröffentlichungen mit ein- oder zweistufigen Kältemittelkreisläufen bekannt:

Einstufige R404A- und R744-Transportkälteanlagen gleicher Wärmeübertragungsfläche werden experimentell in SONNEKALB & SAIZ (2004) untersucht; Angaben zur Effizienz werden dort nicht genannt. Weitere Untersuchungen mit R744 werden in SONNEKALB (2002) vorgestellt. Hier unterscheiden sich die Wärmeübertragungsflächen deutlich voneinander, so dass Vergleiche mit weiteren untersuchten Kältemitteln schwierig sind. Transportkälteanlagen kleiner Leistungsklasse mit den Kältemitteln R134a und R744 sowie vergleichbaren Wärme-

übertragungsflächen werden in FÖRSTERLING (2003) untersucht. Die beiden Transportkälteanlagen werden experimentell bei Umgebungstemperaturen von 30°C, Kühlraumtemperaturen von 13°C bis -20°C und vergleichbaren konstanten Verdichterdrehzahlen untersucht. Die R744-Anlage erreicht gegenüber der R134a-Anlage um 50% bis 100% höhere Kälteleistungen, die mit abnehmender Kühlraumtemperatur zunehmen. Für Kühlraumtemperaturen von 12°C und 0°C werden vergleichbare  $COP$  erreicht. Für -20°C ist die Effizienz des R744-Kreislaufs um etwa 40% geringer als für den R134a-Kreislauf bei gleichzeitig etwa doppelter Kälteleistung (vgl. FÖRSTERLING (2003), S. 136 ff.). Aufgrund der stark unterschiedlichen Kälteleistungen führt FÖRSTERLING (2003) ergänzende Simulationen für eine Kältemittelbewertung durch. In der Simulation sind beide Kreisläufe für die gleiche Kälteleistung in einem Betriebspunkt ausgelegt. Für eine konstante Kühlraumtemperatur von -20°C und eine konstante Verdichterdrehzahl von  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  werden Energieeffizienzen der einstufigen R744- und R134a-Kreisläufe bei Variation der Umgebungstemperatur ermittelt. Für beide Kältemittel sinkt der  $COP$  mit steigender Umgebungstemperatur kontinuierlich ab, wobei sich die  $COP$ -Kennlinien bei  $T_U = 30^\circ\text{C}$  schneiden. Für Umgebungstemperaturen unter 30°C werden für den einstufigen R744-Kreislauf höhere  $COP$  als für den R134a-Kreislauf bei konstanter Kühlraumtemperatur von -20°C ermittelt. Als Grenztemperatur wird im Folgenden jene Umgebungstemperatur bezeichnet, ab der die energetische Effizienz mit dem R744-Kältemittelkreislauf gleich oder höher gegenüber anderen untersuchten Kreisläufen ist. Für die Grenztemperatur gilt  $COP_{R744} = COP_X$ , für kleinere Umgebungstemperaturen als die Grenztemperatur ist dagegen  $COP_{R744} > COP_X$ . Eine TEWI-Studie mit den Klimadaten von Braunschweig bestätigt den geringeren Energieverbrauch und die geringeren klimawirksamen Emissionen mit R744 (vgl. FÖRSTERLING (2003), S. 141 ff.).

FINCKH ET AL. (2016) untersuchen die beiden natürlichen Kältemittel R744 und R290 gegenüber R404A für die Transportkühlung simulativ und experimentell. Einstufige R744-, R290- und R404A-Kältemittelkreisläufe werden in idealisierten Simulationen untersucht. Verdampfungstemperatur und die Temperaturdifferenz zur Umgebung am Gaskühler bzw. Verflüssiger werden vorgegeben, wobei für R744 vorteilhaftere Werte aufgrund seiner guten thermophysikalischen Eigenschaften gewählt werden. Eine Übersicht hierüber gibt Tabelle 7.1. Für Umgebungstemperaturen unter 10°C werden mit dem R744-Kreislauf die höchsten  $COP$  erreicht (Grenztemperatur), darüber ( $T_U > 10^\circ\text{C}$ ) erreicht der R290-Kreislauf die höchsten  $COP$ . Die simulativen Beobachtungen für R290 werden durch experimentelle Untersuchungen bestätigt. Weitere Untersuchungen mit R744 erfolgen an einer zweistufigen Versuchsanlage für die Transportkühlung. Mit dieser werden 10%-20% geringere  $COP$  als mit der einstufigen R404A-Anlage bei einer Umgebungstemperatur von  $T_U = 30^\circ\text{C}$  und Kühlraumtemperaturen von  $T_{\text{Kühl}} = 0^\circ\text{C}$  sowie  $T_{\text{Kühl}} = -20^\circ\text{C}$  erreicht.

Einstufige R404A- und R290-Transportkälteanlagen kleiner Leistungsklasse werden experimentell von COLBOURNE ET AL. (2016) untersucht. In Anlehnung an eine bestehende R404A-Serienanlage wird eine R290-Versuchskälteanlage mit gleicher Wärmeübertragungsfläche aufgebaut. Experimentelle Untersuchungen bei zwei Kühlraumtemperaturen von  $T_{\text{Kühl}} = 0^\circ\text{C}$  und  $T_{\text{Kühl}} = -20^\circ\text{C}$  zeigen, dass R290 die höchsten  $COP$  im gesamten Umgebungstemperaturintervall von  $10 \leq T_U \leq 50^\circ\text{C}$  hat.

In ZILIO ET AL. (2015) werden einstufige R404A- und R290-Transportkälteanlagen kleiner Leistungsklasse simulativ untersucht. Die Wärmeübertrager sind für beide Kreisläufe identisch. Druckverlust und Wärmeübergang in den Wärmeübertragern werden mittels alleingültiger Beziehungen aus der Fachliteratur beschrieben, wodurch den unterschiedlichen thermophysikalischen Kältemittleigenschaften Rechnung getragen wird. Für eine Umgebungstemperatur von  $T_U = 35^\circ\text{C}$  werden für zwei untersuchte Kühlraumtemperaturen von  $T_{\text{Kühl}} = 4^\circ\text{C}$  und  $T_{\text{Kühl}} = -18^\circ\text{C}$  jeweils die höchsten  $COP$  mit der R290-Anlage erreicht.

Untersuchungen an einem zweistufigen Kältemittelkreislauf mit den Kältemitteln R410A, R404A, R134a, R1270 und R744 werden in BURKE & GROSSKOPF (2011) präsentiert. Die Ausführungen basieren auf experimentellen Verdichtermessungen. Die Kältemittel R410A und R1270 erreichen für Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen von  $-40^\circ\text{C}$  und  $35^\circ\text{C}$  sowie  $-20^\circ\text{C}$  und  $45^\circ\text{C}$  die höchsten energetischen Effizienzen. Genauere Randbedingungen werden nicht genannt.

Voruntersuchungen zu dieser Arbeit mit zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kältemittelkreisläufen zeigen für die beiden natürlichen Kältemittel in Bezug auf energetische Effizienz und/oder klimawirksame Emissionen bessere oder vergleichbare Ergebnisse gegenüber R410A. Energieeffizienz und/oder klimawirksame Emissionen werden hierzu ermittelt. Auf weitere Ausführungen sei auf MÖHLENKAMP ET AL. (2011), MÖHLENKAMP ET AL. (2014b) und MÖHLENKAMP ET AL. (2014a) verwiesen. Vergleichbare Ergebnisse werden auch in zwei studentischen Abschlussarbeiten von HEINRICH (2012) und VIETH (2012) erzielt.

### **Container-Transportkühlung**

Idealisierte Simulationen werden in JAKOBSEN & NEKSÅ (1998) für die Bewertung einstufiger R134a- und R744-Kältemittelkreisläufe herangezogen. Die thermophysikalischen Eigenschaften beider Kältemittel werden durch unterschiedliche Verdampfungstemperaturen bzw. Temperaturdifferenzen zur Umgebung angenähert. Eine Übersicht hierüber zeigt Tabelle 7.1. Für Umgebungstemperaturen unter  $17^\circ\text{C}$  werden mit dem R744-Kreislauf die höchsten  $COP$  erreicht (Grenztemperatur); in einem Intervall zwischen  $17^\circ\text{C}$  und  $27^\circ\text{C}$  liegen Effizienzen vor, vergleichbar mit der R134a-Anlage.

Gewichtete  $COP$  für zweistufige Kältemittelkreisläufe mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck unter Berücksichtigung von Umgebungstemperaturen bis über  $40^\circ\text{C}$  und Kühlraumtemperaturen von  $15^\circ\text{C}$ ,  $0^\circ\text{C}$  und  $-18^\circ\text{C}$  zeigen KÖNIG & BARARU (2014). Die energetischen Effizienzen sind für R134a am höchsten und sinken danach in der Reihenfolge R290, R1270 und R744 ab. Es werden idealisierte Simulationen mit Vorgabe der Kältemittelzustände am Austritt des Verdampfers und Verflüssigers bzw. Gaskühlers durchgeführt.

Die energetischen Effizienzen zweistufiger R744- und R134a-Transportkälteanlagen mit vergleichbarem technologischen Entwicklungsniveau unter Variation der Kühlraumtemperatur, der Umgebungstemperatur und der Kälteleistung werden in KUIJPERS & PEIXOTO (2014) angegeben. Die R744-Anlage ist im Gegensatz zur R134a-Anlage auf Teillast optimiert und zeigt in diesem Bereich und bei geringen Temperaturdifferenzen zwischen Umgebung und Kühlraum höhere  $COP$ . Bei einer Gewichtung aller Punkte für Umgebungstemperaturen zwischen  $25^\circ\text{C}$  bis

Tabelle 7.1: Vergleich von Kältemitteln in Kreislaufsimulationen für die Transportkühlung.

Quelle	Kältemittel	Kreislauf	T am Verdampferaustritt	T am Verflüssigeraustritt	Ergebnis
Försterling	R134a, R744	1-stufig	Keine Vorgabe von $T'$	Keine Vorgabe von $T'$	für $T_U < 30^\circ\text{C}$ : $COP_{R744} > COP_{R134a}$
Finckh	R404A, R290, R744	1-stufig	$T'_{R134a} = -24,4^\circ\text{C}$ $T'_{R290} = -24,4^\circ\text{C}$ $T'_{R744} = -22,9^\circ\text{C}$	$T'_{R134a} = T_U + 8\text{K}$ $T'_{R290} = T_U + 8\text{K}$ $T'_{R744} = T_U + 6,5\text{K}$	für $T_U < 10^\circ\text{C}$ : $COP_{R744} > COP_{R290}$ $> COP_{R134a}$
Zilio	R404A R290	1-stufig	Keine Vorgabe von $T'$	Keine Vorgabe von $T'$	für $T_U = 35^\circ\text{C}$ : $COP_{R290} > COP_{R404A}$
Jakobsen	R134a, R744	1-stufig	$T'_{R134a} = -32^\circ\text{C}$ $T'_{R744} = -29,5^\circ\text{C}$	Subkritisch: $T'_{R134A} = T_U + 10\text{K}$ $T'_{R744} = T_U + 6\text{K}$ Transkritisch: $T_{R744} = T_U + 2\text{K}$	für $T_U < 17^\circ\text{C}$ : $COP_{R744} > COP_{R134A}$
König	R134a, R290, R1270, R744	2-stufig	$T' = T_{\text{Kühl}} - 8\text{K}$	$T' = T_U + 5\text{K}$	für alle Temperaturen: $COP_{R134a} >$ $COP_{R1270} >$ $COP_{R290} >$ $COP_{R744}$

$38^\circ\text{C}$  und Kühlraumtemperaturen zwischen  $14^\circ\text{C}$  bis  $-18^\circ\text{C}$  werden für beide Kälteanlagen gleiche  $COP$  erreicht (vgl. KUIJPERS & PEIXOTO (2014), S. 121). Gegenüber dieser Veröffentlichung grenzt sich die vorliegende Arbeit durch einen anderen Anwendungsbereich (Lkw-Transportkühlung) mit anderen Kühlraumtemperaturen und einem ganzjährigen Umgebungstemperaturbereich ab.

### Ableitung des Forschungsbedarfs

Das Kältemittel R744 wird in einem Teil der oben ausgewerteten Publikationen zur Lkw- und Container-Transportkühlung bezüglich Energieeffizienz und klimawirksame Emissionen als vergleichbares Kältemittel gegenüber synthetischen Kältemitteln eingestuft. Die energetische Effizienz der R744-Kältemittelkreisläufe ist unterhalb der Grenztemperaturen gleich oder niedriger als bei einer Vergleichskälteanlage mit synthetischem Kältemittel. Für die Grenztemperaturen wird eine Bandbreite von  $10^\circ\text{C}$  bis  $30^\circ\text{C}$  angegeben. Die Veröffentlichungen von FINCKH ET AL. (2016), BURKE & GROSSKOPF (2011) und KÖNIG & BARARU (2014) kommen zu gegenläufigen Ergebnissen, wonach R744 in Bezug auf die Energieeffizienz nicht konkurrenzfähig ist. Die sehr unterschiedlichen Ergebnisse zeigen damit weiteren Klärungsbedarf auf.

Die beiden Kohlenwasserstoffe R290 und R1270 werden in den oben genannten Publikationen bezüglich Energieeffizienz und klimawirksame Emissionen vielfach als vergleichbares und alternatives Kältemittel eingestuft. Allein KÖNIG & BARARU (2014) kommen zu einem gegen-



läufigen Ergebnis. Die unterschiedlichen Ergebnisse zeigen damit weiteren Klärungsbedarf auf, wobei insbesondere für R1270 in der Lkw-Transportkühlung keine detaillierten Kreislaufuntersuchungen bekannt sind.

Die dargelegten Ergebnisse basieren teilweise auf idealisierten Simulationsansätzen. Die Berücksichtigung von Druckverlust und Wärmeübergang in der Modellerstellung sowie der beschriebene Klärungsbedarf zu den beiden natürlichen Kältemitteln R744 und R1270 werden in dieser Arbeit aufgegriffen.

Zweistufige R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen wurden in Kapitel 5 definiert, deren numerische Beschreibung jeweils mit umfassend kalibrierten Kreislaufkomponenten aus Kapitel 4.2 erfolgt. Die Effizienzen und klimawirksame Emissionen der Transportkälteanlagen werden in Kapitel 7.3 und 7.4 verglichen.

### **7.1.3 Betriebsbedingungen von Kühl- und Kältemittelkreisläufen**

Die Auslegung und Dimensionierung von Transportkälteanlagen orientiert sich an Extrembedingungen, wie sie beispielsweise in der DIN 8959 und im ATP-Übereinkommen in Abhängigkeit von der Transportbehältergeometrie gefordert werden. Sie ist somit an den Betriebspunkt größter Kälteleistung ausgerichtet. Darüber hinaus sind für eine Transportkälteanlage bei definierten Nennbedingungen in Voll- und Teillast die Kälteleistungen und die Leistungsaufnahme in mindestens drei Betriebspunkten anzugeben (vgl. DIN 8958-1, ATP-Übereinkommen).

Die definierten Nennbedingungen in Voll- und Teillast sind für die Ermittlung von praxisnahen Energie- und Kraftstoffverbräuchen ungeeignet, vielmehr werden hierzu durchschnittliche Betriebsbedingungen benötigt (vgl. STRUPP (2011), S. 41). Es sind zeitliche und geografische Mittelungen erforderlich, die aus Klimadaten, Fahrzeugdichte und Nutzungsverhalten gewonnen werden können.

Aus dem Automobilbereich sind u.a. zwei Ansätze zur Erfassung der Betriebsbedingungen von PAPASAVVA ET AL. (2008) und der Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT) in STRUPP & LEMKE (2010) bekannt. In PAPASAVVA ET AL. (2008) sind Klimadaten (Temperatur, Feuchtigkeit und Solarstrahlung) von 15 repräsentativ ausgewählten weltweiten Städten mit dem Pkw-Nutzungsverhalten und der jährlichen Fahrleistung gewichtet. Anhand der gewichteten Klimadaten werden Kraftstoffverbräuche und klimawirksame Emissionen berechnet. Einen anderen Gewichtungsansatz wählen STRUPP & LEMKE (2010), die mit Bevölkerungsdichte und Pkw-Nutzung gewichtete Klimadaten erstellen. Ausführlich wird dieser Ansatz auch in STRUPP (2011) behandelt.

Der Ansatz von STRUPP & LEMKE (2010) wird von VIETH (2012) in einer vom Institut für Thermodynamik der TU-Braunschweig betreuten Abschlussarbeit auf Lkw übertragen. Dieser Ansatz wird in leicht modifizierter Form hier wiedergegeben und in Kapitel 7.4 zur Ermittlung der klimawirksamen Emissionen verwendet.

## 7.2 Betriebsbedingungen von Kühlfahrzeugen

Die nachfolgenden Ausführungen zu den Betriebsbedingungen von Kühlfahrzeugen konzentrieren sich auf den Transportbehälter und die Transportkälteanlage. Insbesondere Umgebungsbedingungen wie Umgebungstemperatur  $T_U$ , relative Feuchte  $\varphi_U$  und Sonneneinstrahlung  $\dot{Q}_{\text{Solar}}$  beeinflussen den Kältebedarf vom Transportbehälter ( $\dot{Q}_{\text{Kühl}} = f(T_U, \varphi_U, \dot{Q}_{\text{Solar}})$ ). Die Sonneneinstrahlung  $\dot{Q}_{\text{Solar}}$  wird nicht als Variable in dem vorgestellten Transportbehältermodell aus Kapitel 4.1.3 berücksichtigt. Die relevanten Umgebungsbedingungen reduzieren sich damit für den Kältebedarf auf zwei ( $\dot{Q}_{\text{Kühl}} = f(T_U, \varphi_U)$ ). Der Kältebedarf bzw. die Kälteanforderung ist zu jedem Zeitpunkt durch die Transportkälteanlage zu erbringen. Darüber hinaus haben die Umgebungsbedingungen selbst einen signifikanten Einfluss auf den Betrieb der Transportkälteanlage.

Im Folgenden werden Betriebsbedingungen von Kühlfahrzeugen über gewichtete Klimadaten beschrieben, wozu Daten zum Klima, dem Lkw-Nutzungsverhalten und der geografischen Verteilung von Lkw kombiniert werden. Die gewichteten Klimadaten geben eine prozentuale Nutzungshäufigkeit von Lkw in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen Temperatur und Feuchtigkeit an. Dieser Ansatz komprimiert Informationen zu Betriebsbedingungen von Kühlfahrzeugen stark und ermöglicht damit die Berechnung der jährlichen Emissionen aus dem Betrieb der Transportkälteanlage mit einem akzeptablen Rechenaufwand.

### 7.2.1 Lkw-Nutzungsverhalten

Das Nutzungsverhalten von Lkw wird statistisch in stündlicher Auflösung für Großbritannien und die USA durch die jeweiligen Verkehrsministerien veröffentlicht. Abbildung 7.1 zeigt links die Einsatzzeiten von Lkw in Großbritannien (heavy good vehicle (HGV)) und den USA

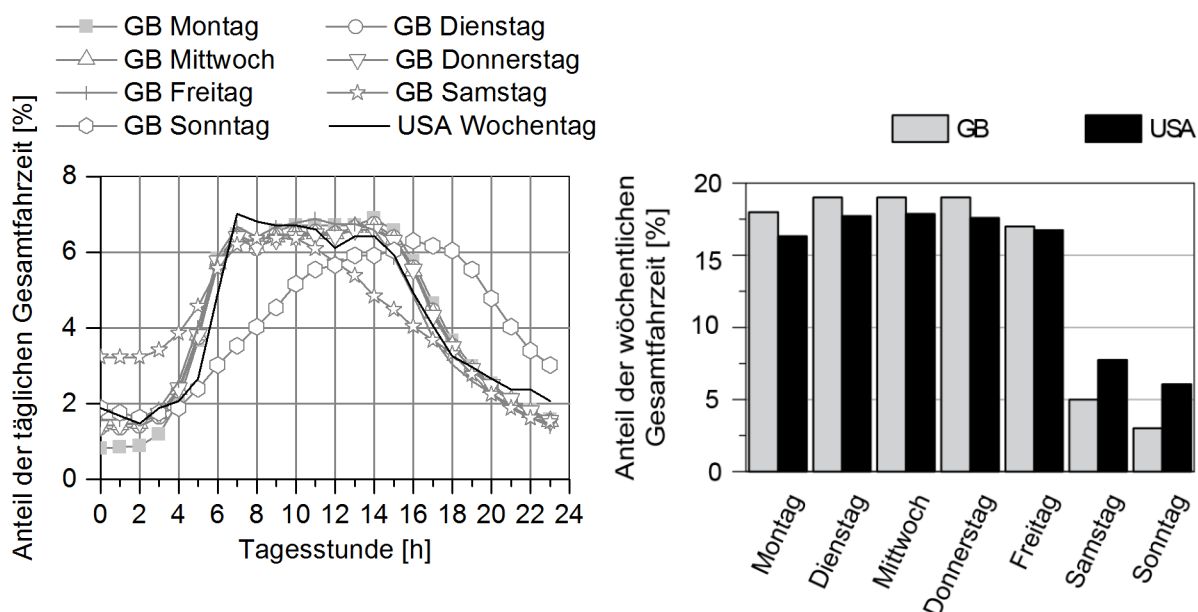


Abbildung 7.1: Einsatzzeiten von Lkw in Großbritannien und den USA im Tagesgang (links) und Wochengang (rechts). Daten Großbritannien: MENA & STEVENS (2010); Daten USA: HALLENBECK ET AL. (1997).

(business day truck) im Tagesgang. Im Tagesgang ergeben die prozentualen Anteile der täglichen Gesamtfahrzeiten zusammen jeweils 100%. Für Großbritannien stellt sich ein typischer Tagesrhythmus für die Werktage (Montag bis Freitag) ein. Von einem Sockelwert ausgehend erfolgt ein steiler Anstieg zwischen 3 Uhr bis 6 Uhr. Es schließt sich eine Konstantphase bis ca. 15 Uhr und daran eine abfallende Tendenz bis ca. 22 Uhr an. Am Wochenende verschiebt sich der Schwerpunkt samstags zu früheren und sonntags zu späteren Stunden. Ein typischer Tagesrhythmus in den USA ist für einen Wochentag nahezu identisch mit den Tagesgängen der Werktage in Großbritannien. Die USA-Daten enthalten keine Differenzierungen hinsichtlich der einzelnen Werktage, die Wochenend-Daten fehlen gänzlich. Das beschriebene Verkehrsverhalten kann lokal aufgrund örtlicher Besonderheiten etwas abweichen (vgl. U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION (2013), S.1-26).

Abbildung 7.1 zeigt rechts den Wochengang von Lkw in Großbritannien (heavy good vehicle (HGV)) und den USA (typical truck). Im Wochengang ergeben die prozentualen Anteile der wöchentlichen Gesamtfahrzeit zusammen jeweils 100%. Die Einsatzzeiten an Werktagen sind für beide Länder jeweils etwa gleich groß, wobei die GB-Werte insgesamt etwas größer sind. Die Einsatzzeiten an Wochenenden sind an beiden Tagen deutlich kleiner, sonntags kleiner als samstags. Die USA-Werte sind jeweils größer, als Ausgleich der Unterschreitungen an Werktagen. Die Abweichungen zwischen beiden Ländern sind evtl. auf ein eingeschränktes Wochenendfahrverbot für Lkw in Großbritannien zurückzuführen (vgl. VIETH (2012), S. 18).

Für Großbritannien und die USA werden große Ähnlichkeiten im Lkw-Fahrverhalten beobachtet. Für Deutschland ist das Nutzungsverhalten in stündlicher Auflösung allein für Pkw und Lkw mit einer Nutzlast von weniger als 3,5 Tonnen vom Bundesverkehrsministerium in WERMUTH (2003) publiziert. Das Lkw-Nutzungsverhalten über 3,5 Tonnen mit geringerem Detaillierungsgrad ist beispielsweise in DENEKE (2004) angegeben (vgl. DENEKE (2004), S. 205). Es liegen gegenüber den bereits diskutierten Kurvenverläufen nur geringe Abweichungen vor, weshalb auf eine gesonderte Darstellung an dieser Stelle verzichtet wird.

Im Folgenden wird ausschließlich das Lkw-Nutzungsverhalten Großbritanniens und der USA für die Berechnungen von Klimabedingungen in europäischen und amerikanischen Ländern herangezogen. Die Auswirkungen dieser Vereinfachung sind vernachlässigbar, wie Untersuchungen mit unterschiedlichen Nutzungsprofilen zeigen (vgl. STRUPP (2011), S. 55). Bei der folgenden Betrachtung wird für Deutschland und Spanien das Nutzungsverhalten Großbritanniens verwendet. Für die USA wird das dortige Nutzungsverhalten herangezogen; allein für das Wochenende wird wegen fehlender Daten auf das Nutzungsverhalten Großbritanniens zurückgegriffen.

### 7.2.2 Klimabedingungen fahrender Lkw

Klimadaten von METEONORM mit detaillierten Informationen zur Umgebungstemperatur und relativer Feuchte sowie das Lkw-Nutzungsverhalten aus Kapitel 7.2.1 liegen in stündlicher Auflösung vor. Klimadaten und Lkw-Nutzungsverhalten werden in einem ersten Schritt gewichtet. Das Tagesklima wird damit aufgrund des höheren Nutzungsverhaltens stärker erfasst. In einem zweiten Schritt wird die geografische Verkehrsdichte berücksichtigt, die in

dieser Arbeit über die Bevölkerungsdichte angenähert wird. Aufgrund der Bevölkerungsdichte fahren im städtischen Raum mehr Lkw als im ländlichen Raum. Das Gesamtergebnis gibt gewichtete Klimadaten einer Region wieder, die Aussagen zu dem prozentualen Auftreten klimatischer Bedingungen für fahrende Lkw ermöglichen. Detailliert wird das beschriebene Vorgehen in STRUPP & LEMKE (2010) und STRUPP (2011) erläutert.

Gewichtete Klimadaten werden für Deutschland, Spanien und die USA erstellt. In den drei Ländern treten Umgebungstemperaturen in einem Intervall von  $-35^{\circ}\text{C}$  bis  $45^{\circ}\text{C}$  und die relative Feuchte in einem Intervall zwischen 0% und 100% auf. Die Auftretenswahrscheinlichkeiten dieser Umgebungsbedingungen für fahrende Lkw in Deutschland (oben), Spanien (Mitte) und die USA (unten) ist Tabelle 7.2 zu entnehmen. Als Schrittweite für die Umgebungstemperatur  $T_U$  ist  $\Delta T_U = 5\text{K}$  und für die relative Feuchte  $\varphi_U$  ist  $\Delta\varphi_U = 20\%$  gewählt. In Abhängigkeit der Umgebungstemperatur  $T_U$  und der relativen Feuchte  $\varphi_U$  ist die Auftretenswahrscheinlichkeit aus dem entsprechenden Tabellenfeld abzulesen. Die Summe aller Tabellenfelder pro Land entspricht 100%. Die häufigste im Jahr vorherrschende Temperatur sowie die maximale Temperatur für fahrende Lkw steigen in der Länderreihenfolge Deutschland, Spanien und USA an. Umgebungstemperaturen über  $30^{\circ}\text{C}$  werden bei einer durchschnittlichen Lkw-Fahrt in Deutschland in 0,12% der durchschnittlichen Fahrzeit eintreten. Für Spanien und die USA steigt dieser Anteil auf 3,9% bzw. 5,7% der Fahrzeit.

Tabelle 7.2: Prozentuale Lkw-Nutzungsbedingungen im Jahr in Deutschland (oben), Spanien (Mitte) und den USA (unten). Diese sind für alle drei Länder in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur  $^{\circ}\text{C}$  und der relativen Luftfeuchtigkeit  $\varphi_U$  [%] aufgetragen. Klimadaten sind mit den Einsatzzeiten von Lkw und der Bevölkerungsdichte gewichtet (aus MÖHLENKAMP ET AL. (2014a)).

$\varphi_U$ [%]	-35... -30	-30... -25	-25... -20	-20... -15	-15... -10	-10... -5	-5... 0	0... 5	5... 10	10... 15	15... 20	20... 25	25... 30	30... 35	35... 40	40... 45	$^{\circ}\text{C}$
0...20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,017	0,083	0,050	0,049	0,007	0	0	[%]
20...40	0	0	0	0	0	0	0	0,038	0,522	1,781	3,056	3,642	1,522	0,099	0	0	[%]
40...60	0	0	0	0	0	0,010	0,275	1,880	4,258	6,232	7,208	4,421	0,739	0,009	0	0	[%]
60...80	0	0	0	0	0,044	0,730	4,022	8,080	10,92	9,115	6,182	1,703	0,046	0	0	0	[%]
80...100	0	0	0	0,003	0,245	1,348	4,758	6,655	5,720	3,111	1,311	0,099	0	0	0	0	[%]

$\varphi_U$ [%]	-35... -30	-30... -25	-25... -20	-20... -15	-15... -10	-10... -5	-5... 0	0... 5	5... 10	10... 15	15... 20	20... 25	25... 30	30... 35	35... 40	40... 45	$^{\circ}\text{C}$
0-20	0	0	0	0	0	0	0	0	0,001	0,087	0,463	0,817	1,471	1,612	0,344	0	[%]
20-40	0	0	0	0	0	0	0	0,038	0,723	3,254	5,473	5,747	4,929	1,649	0,118	0	[%]
40-60	0	0	0	0	0	0	0,032	0,951	4,683	8,365	8,541	6,671	2,277	0,179	0	0	[%]
60-80	0	0	0	0	0	0,008	0,457	3,82	8,603	9,016	6,708	2,844	0,281	0,003	0	0	[%]
80-100	0	0	0	0	0	0,01	0,36	1,995	3,514	2,589	1,131	0,234	0,001	0	0	0	[%]

$\varphi_U$ [%]	-35... -30	-30... -25	-25... -20	-20... -15	-15... -10	-10... -5	-5... 0	0... 5	5... 10	10... 15	15... 20	20... 25	25... 30	30... 35	35... 40	40... 45	$^{\circ}\text{C}$
0-20	0	0	0	0	0	0	0,003	0,053	0,197	0,573	0,952	1,08	1,127	0,818	0,392	0,099	[%]
20-40	0	0	0	0	0,007	0,05	0,285	1,205	2,509	3,504	4,082	4,085	3,528	1,664	0,222	0	[%]
40-60	0	0	0,002	0,027	0,122	0,556	1,653	3,065	3,916	4,458	4,775	5,564	5,613	2,083	0,04	0	[%]
60-80	0	0,002	0,022	0,11	0,452	1,309	2,637	3,92	4,645	4,841	5,034	5,308	3,222	0,333	0	0	[%]
80-100	0,001	0,006	0,029	0,109	0,289	0,567	0,938	1,299	1,462	1,507	1,612	1,526	0,48	0	0	0	[%]

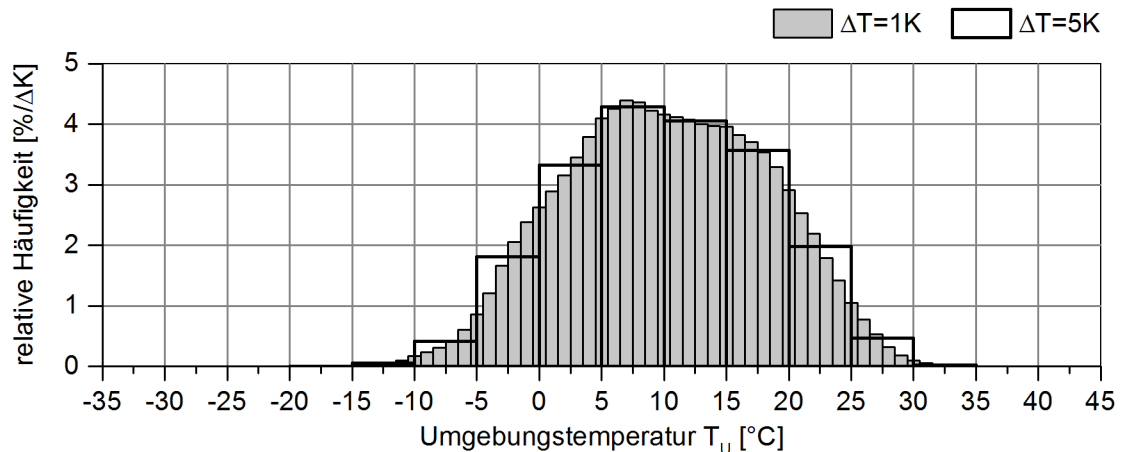


Abbildung 7.2: Prozentuales Auftreten von gewichteten Umgebungstemperaturen im Jahr in Deutschland mit einer Diskretisierung von  $\Delta T = 1\text{K}$  und  $\Delta T = 5\text{K}$ . Die Umgebungstemperaturen sind mit den Einsatzzeiten von Lkw und der Bevölkerungsdichte gewichtet.

Bei den verwendeten Klimadaten berechnet METEONORM die Umgebungstemperaturen intern als stündliche Extremwerte pro Monat, die einem mittleren Monat entsprechen. Für weitere Ausführungen sei auf STRUPP & LEMKE (2010) und REMUND ET AL. (2012) verwiesen. Daten zur Bevölkerungsdichte stammen für Deutschland und Spanien von EUROSTAT sowie für die USA aus dem U.S. Census Bureau.

Die in Tabelle 7.2 gewählten Schrittweiten von  $\Delta T_U = 5\text{K}$  und  $\Delta \varphi_U = 20\%$  haben nach STRUPP (2011) einen signifikanten Einfluss auf die Mittelungen der Schrittweiten. Niedrigere Temperaturen werden dadurch stärker berücksichtigt (vgl. STRUPP (2011), S. 58). Für Deutschland ist die relative Häufigkeit summiert über alle Werte der relativen Feuchte aus Tabelle 7.2 in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur in Abbildung 7.2 als Balkendiagramm mit einer Breite bzw. Schrittweite von  $\Delta T_U = 5\text{K}$  aufgetragen (durchsichtige Balken). Die relative Häufigkeit ist dabei auf die Schrittweite  $\Delta T_U$  bezogen. Temperaturen zwischen  $5^\circ\text{C}$  und  $10^\circ\text{C}$  treten demnach im Jahr am häufigsten auf. Im Mittel tritt jede dieser fünf Temperaturen für 4,3% der Zeit im Jahr auf. Zum Vergleich ist eine detaillierte Temperaturverteilung mit einer Schrittweite von  $\Delta T_U = 1\text{K}$  durch die grauen Balken dargestellt. Temperaturen zwischen  $5^\circ\text{C}$  und  $10^\circ\text{C}$  treten demnach im Jahr für 4,1% bis 4,4%, im Mittel für 4,3% der Zeit auf.

Mit den gewichteten Klimabedingungen fahrender Lkw aus Tabelle 7.2, mit Schrittweiten von  $\Delta T_U = 5\text{K}$  und  $\Delta \varphi_U = 20\%$ , werden in Kapitel 7.4 die durchschnittlichen jährlichen klimawirksamen Emissionen zweistufiger Transportkälteanlagen berechnet. In Vorgriff zu Kapitel 7.4.3 sei bereits an dieser Stelle erwähnt, dass die Abweichungen durch die größere Schrittweite gering sind.

### 7.2.3 Umgebungsbedingungen am Gaskühler bzw. Verflüssiger

Kaltdampfprozesse führen im Gaskühler bzw. Verflüssiger Wärme an die Umgebung ab. Hierzu strömt Luft über die Lamellen der Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager. Temperatur und luftseitige Durchströmung werden dabei durch eine Reihe von Faktoren signifikant beeinflusst. Wegen direkt an Transportkälteanlagen fehlender Untersuchungen wird zunächst auf Pkw-

Klimaanlagen mit vergleichbaren Fragestellungen eingegangen. In der Literatur bekannte Faktoren sind für den Pkw beispielsweise in STRUPP (2011) zusammengetragen.

In Pkw-Klimaanlagen wird die Luftströmung durch den Verflüssiger durch Faktoren wie Anströmung, Rezirkulation und Fahrtgeschwindigkeit beeinflusst. Der Luftmassenstrom ist in TAKEUCHI ET AL. (2002) für CFD-Untersuchen an einer Pkw-Klimaanlage als Funktion der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Bei niedrigen und hohen Fahrgeschwindigkeiten werden Rezirkulationen beobachtet, die den Luftmassenstrom verringern und Abwärmen aus dem Motorinnenraum des Fahrzeugs zum Verflüssiger transportieren. Die Abwärmen führen zu einer Erhöhung der Lufttemperatur am Verflüssiger.

Einen weiteren Temperaturanstieg der Luft am Verflüssiger wird in Städten durch Wärmeinseln bzw. Mikroklimata verursacht. Ihre Entstehung wird nach THANI ET AL. (2013) durch den Vegetationsgrad, den Versiegelungsgrad des Bodens, die städtische Geometrie und die eingesetzten Baumaterialien sowie durch Emissionen von Abgasen und Abwärmen beeinflusst. Topologische Lage, Klimazone, die Größe der Stadt, tages- und jahreszeitliche Schwankungen sowie Wetterbedingungen haben ebenfalls Einfluss auf die Intensität von Wärmeinseln (vgl. MATZARAKIS (2001), S. 48 ff.). Die Einflüsse der Wärmeinseln bzw. Mikroklimata werden in meteorologischen Messungen nach DIN 19685-1 nicht erfasst. Der Einfluss von Wärmeinseln bzw. Mikroklimaten auf gewichtete Klimadaten untersucht STRUPP (2011). Für großräumige Gebiete ist dieser Einfluss marginal, was am Beispiel von Deutschland gezeigt wird. Dagegen ist der Einfluss auf lokale Gebiete, wie beispielsweise Berlin, nicht zu vernachlässigen (vgl. STRUPP (2011), S. 75f.).

Untersuchungen zur Luftströmung und Temperatur am Gaskühler bzw. Verflüssiger von Transportkälteanlagen sind nicht bekannt. Die Versuchskälteanlage aus Kapitel 3, für einen praxisnahen Betrieb geplant und mit Originalteilen bestückt, kann die Luftströmung nur für eine Fahrgeschwindigkeit von  $v = 0\text{ m/s}$  (Stillstand) wiedergeben. Es ist zu vermuten, dass der Luftvolumenstrom mit der Fahrgeschwindigkeit steigt. Die Volumenstromänderung ist nicht bekannt und kann nicht abgeschätzt werden. In der Kreislaufsimulation wird dieser Einfluss daher nicht berücksichtigt. In der Transportkühlung werden signifikante thermische Belastungen auf der Straße durch Straßenoberflächentemperatur, Motorabgas und Motorabwärme beobachtet. Deren Höhe ist in der Literatur nicht dokumentiert, soweit dem Autor dieser Arbeit bekannt. Die thermischen Belastungen werden mit einer konstanten Temperaturerhöhung von 5K gegenüber den meteorologischen Temperaturdaten angenommen.

$$T_{G, \text{ein}} = T_U + 5 \quad (7.2)$$

### 7.2.4 Durchschnittliche Betriebszeiten der Transportkälteanlage

Es werden Kühlfahrzeuge im Verteilerverkehr angenommen, die morgens mit vorkonditionierter Ware beladen werden und diese über den Tag ausliefern. Es ist keine vorherige Kühlung der Transportbehälter erforderlich. Für diesen Anwendungsfall wird eine durchschnittliche Betriebszeit der Transportkälteanlage von 38,63 Stunden pro Woche bzw. von 2318 min. pro Woche angenommen. Die durchschnittliche Betriebszeit berechnet sich aus der Arbeitszeit des

Lkw-Fahrers, den gesetzlichen Ruhepausen, Leerfahrten und Ausschaltungen der Transportkälteanlage während der Auslieferung. Die beiden letztgenannten Faktoren reduzieren die Betriebszeit der Transportkälteanlage. Die durchschnittliche Arbeitszeit von Lkw-Fahrern in Deutschland wird in GLÖCKNER (2010) mit 62 Stunden pro Woche abgeschätzt. In der Arbeitszeit sind Lenkzeiten sowie Be- und Entladungszeiten enthalten. Nach der EG-Verordnung (Nr. 561/2006) ist nach einer Lenkzeit von 4,5 Stunden eine 45 min. Ruhepause zu nehmen ((EG) Nr. 561/2006). Das deutsche Kraftfahrtbundesamt gibt für Deutschland und das Jahr 2013 Leerfahrten von Kühlfahrzeugen (Kategorie: isolierter Kasten Aufbau) mit 27,6% aller Fahrten an (vgl. KRAFTFAHRT-BUNDESAMT (KBA) (2014), S. 11). Während einer Leerfahrt ist keine Kühlung des Transportbehälters notwendig und die Transportkälteanlage ist ausgeschaltet. Weitere Ausschaltungen liegen vor, wenn die Tür des Transportbehälters während der Auslieferung geöffnet ist. Es wird eine durchschnittliche Belieferung von 4 Kunden pro Stunde und eine Türöffnungszeit von jeweils 3 min. angenommen, wie bereits in Kapitel 4.1.3 erläutert.

Die Lenkzeiten und der Anteil der Leerfahrten variieren in den drei Ländern Deutschland, Spanien und USA marginal. Für alle drei Länder wird die oben errechnete Betriebszeit herangezogen.

### 7.3 Energieeffizienz der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen

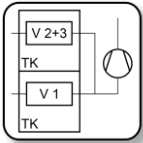
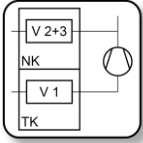
Für die zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen werden nachfolgend Energieeffizienzen berechnet. Deren Höhe ist stark vom konkreten Arbeitspunkt abhängig, insbesondere von der Luft Eintrittstemperatur in die Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G, \text{ein}}$  sowie von der Kälteleistung (siehe Kapitel 7.1.2). Im Folgenden werden Energieeffizienzen für eine konstante Kälteleistung in Abhängigkeit von der Luft Eintrittstemperatur in die Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G, \text{ein}}$  diskutiert.

Zur Aufrechterhaltung der geforderten Kühlraumtemperaturen in den beiden exemplarischen Kühlfahrzeugen aus Kapitel 5 sind Bruttokälteleistungen für den Eintemperatur-Transportbehälter von bis zu  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto}} = 19,5 \text{ kW}$  erforderlich. Für den Zweitemperatur-Transportbehälter betragen die Maximalwerte  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto NK}} = 7,8 \text{ kW}$  in der Normalkühlung und  $\dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto TK}} = 8,4 \text{ kW}$  in der Tiefkühlung. Eine vollständige Diskussion der Energieeffizienzen sollte daher für eine Vielzahl von Kälteleistungen erfolgen, was im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich ist. Exemplarisch werden nachfolgend Energieeffizienzen für eine konstante Kälteleistung diskutiert, separat für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug und das Multifunktionskühlfahrzeug.

#### 7.3.1 Eintemperatur-Kühlfahrzeug

Das exemplarische Eintemperatur-Kühlfahrzeug mit zweistufiger R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlage aus Kapitel 5 wird nun betrachtet. Dessen Transportkälteanlage wird numerisch durch das Kreislaufmodell aus Abbildung 5.3 und die Verdichterhubvolumina aus Tabelle 5.2 beschrieben (siehe Tabelle 7.3). Im Auslegungspunkt von Kapitel 5.2 lag eine Gesamtkälteleistung aller drei Verdampfer von  $\dot{Q}_V = 16,5 \text{ kW}$  vor.

Tabelle 7.3: Zusammenstellung der zweistufigen Kreislaufverschaltungen und der zugehörigen Kreislaufmodelle für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug und das Multifunktionskühlfahrzeug.

Anwendung	Zweistufige Transportkälteanlage	
	Verschaltung und Kühlaufgabe	Modell
Eintemperatur-Kühlfahrzeug		Modell gemäß Abbildung 5.3. Hubvolumen nach Tabelle 5.2
Multifunktions-kühlfahrzeug		Modelle gemäß Abbildung 5.4. Hubvolumen nach Tabelle 5.3.

Der  $COP_{el}$  nach Gl. (3.6) der R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen ist in Abbildung 7.3 bei Variation der Luft Eintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger zwischen  $-30^{\circ}\text{C}$  und  $50^{\circ}\text{C}$  dargestellt. Die untere Grenze von  $-30^{\circ}\text{C}$  ist hierbei in Anlehnung an die Kälteanforderung des Kühlfahrzeugs gewählt. Mit einer Kühlraumtemperatur von  $T_{Kühl} = -20^{\circ}\text{C}$  ist aufgrund der Wärmeentwicklung der Verdampferlüfter eine Kühlung des Transportbehälters für Umgebungstemperaturen von  $T_U \geq -27,5^{\circ}\text{C}$  bzw. mit Gl. (7.2) für  $T_{G, \text{ein}} \geq -22,5^{\circ}\text{C}$  erforderlich. Die Kälteleistung ist zu  $\dot{Q}_V = 16,5\text{kW}$  gewählt, entsprechend dem Auslegungspunkt. Die Kälteleistung wird über die Verdichter drehzahl mit einer minimalen Drehzahl von  $n_{\min} = 1000\text{min}^{-1}$  geregelt. Die Überhitzung am internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) beträgt  $T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$ . Für Luft Eintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G, \text{ein}} > -10^{\circ}\text{C}$  werden Hochdruck  $p_{HD}$  und Unterkühlung  $T_{\text{sub}}$  in jedem Punkt optimal gewählt. Für  $T_{G, \text{ein}} < -10^{\circ}\text{C}$  liegt für jedes Kältemittel ein konstanter Hochdruck vor, zur Wahrung eines Mindestdruckverhältnisses zwischen Nieder- und Hochdruckseite. Die  $COP_{el}$ -Kennlinien weisen in Abbildung 7.3 jeweils den charakteristischen Verlauf mit abnehmendem  $COP_{el}$  bei steigender Luft Eintrittstemperatur in die Gaskühler bzw. Verflüssiger auf. Bei  $T_{G, \text{ein}} = -10^{\circ}\text{C}$  ist ein Knick in den drei Kennlinien zu erkennen, der durch den Wechsel von konstantem Hochdruck zum optimalen Hochdruck bzw. zur optimalen Unterkühlung begründet ist. In allen drei Kreisläufen liegt bei  $T_{G, \text{ein}} = -30^{\circ}\text{C}$  eine Verdichter drehzahl von etwa  $1000\text{min}^{-1}$  vor, die mit steigendem  $T_{G, \text{ein}}$  auf bis zu  $1670\text{min}^{-1}$  für R744 und  $T_{G, \text{ein}} = 50^{\circ}\text{C}$  ansteigt. Für die beiden anderen Kältemittel ist die maximale Drehzahl etwas geringer.

Im Detail werden die höchsten Effizienzen ( $COP_{el}$ ) für Luft Eintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G, \text{ein}} \leq 35^{\circ}\text{C}$  mit der R744-Transportkälteanlage und für  $T_{G, \text{ein}} > 35^{\circ}\text{C}$  mit der R410A-Transportkälteanlage erreicht. Die Unterschiede der drei Kältemittel bei hohen Temperaturen sind dabei minimal. Die Effizienzen von R1270 und R410A sind vergleichbar, wobei leicht höhere Werte für R1270 bei Luft Eintrittstemperaturen von  $T_{G, \text{ein}} \leq 10^{\circ}\text{C}$  vorliegen.

Bei gleicher Luft Eintrittstemperatur in die Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G, \text{ein}}$  werden in den R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen unterschiedliche  $COP_{el}$ -Werte erreicht, deren Abweichungen teilweise signifikant sind. Die Ursachen für die Abweichungen sind vielfältig. In



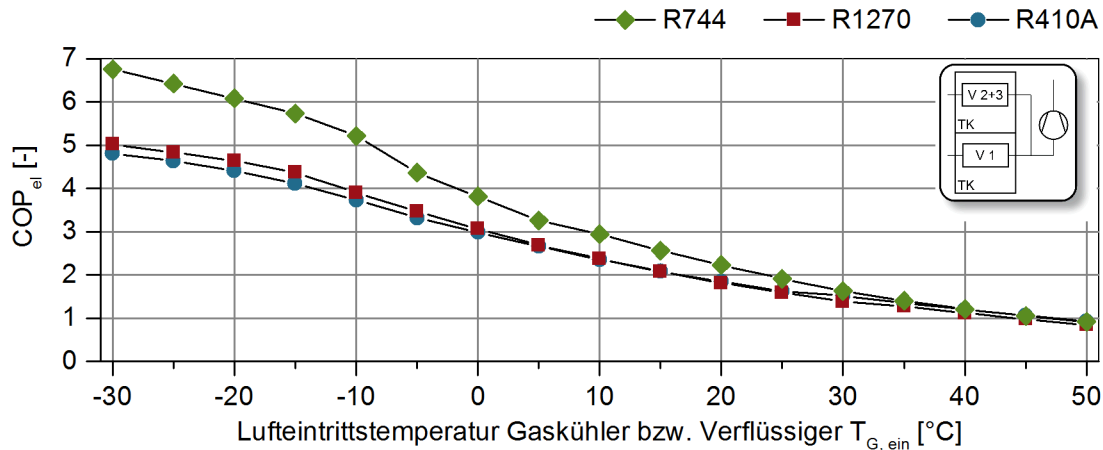


Abbildung 7.3: Energieeffizienz ( $COP_{el}$ ) der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen für ein Eintemperatur-Kühlfahrzeug bei konstanter Verdampferkälteleistung von  $\dot{Q}_V = 16,5 \text{ kW}$ . Die Luft Eintrittstemperatur in die Verdampfer beträgt  $T_{V, \text{ein}} = -20^\circ \text{C}$ .

einigen Kreislaukkomponenten wird für R744 ein besseres Betriebsverhalten als mit R1270 und R410A beobachtet. Beispielsweise ist die Temperaturdifferenz zwischen Luft eintritt und Kältemittelaustritt in den Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern geringer. In den Wärmeübertragern werden die Wärmeströme damit effizienter (bei kleineren Temperaturdifferenzen) übertragen. An dieser Stelle sei nochmals erwähnt, dass die Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager für alle drei Kältemittel von den äußeren Geometrien identisch sind (siehe Kapitel 4.1.4). Unterschiede sind zudem bei den Verdichtern zu beobachten. Als Bewertungsgröße wird der effektiv isentrope Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen, ges, el}}$  verwendet. Dieser gibt die isentropen Leistungen beider Verdichterstufen in Bezug zur elektrischen Leistungsaufnahme des zweistufigen Verdichters an, siehe auch Gl. (C.4) des Anhangs. Auf diese Kenngrößen haben u.a. Einfluss: Eintrittsbedingungen in ND- und HD-Stufe, Druckverhältnisse von ND- und HD-Stufe, Massenstromverhältnis von ND- und HD-Stufe, Wechselwirkungen zwischen den beiden Stufen sowie die Verdichterkonstruktion.

Im betrachteten Temperaturintervall  $-30 < T_{G, \text{ein}} < 50^\circ \text{C}$  ist der Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen, ges, el}}$  der zweistufigen Transportkälteanlagen in Abhängigkeit vom Gesamtdruckverhältnis zwischen Hoch- und Niederdruck  $\pi_{\text{ges}} = p_6/p_1$  in Abbildung 7.4 links dargestellt. Das Druckverhältnis steigt mit zunehmender Luft eintrittstemperatur in die Gaskühler bzw. Verflüssiger an. Die niedrigsten Druckverhältnisse werden bei  $T_{G, \text{ein}} = -30^\circ \text{C}$ , die höchsten Druckverhältnisse bei  $T_{G, \text{ein}} = 50^\circ \text{C}$  erreicht. Über den kompletten Temperaturbereich sind die Druckverhältnisse für R744 am geringsten und für R410A am höchsten, bedingt durch die jeweiligen thermodynamischen Eigenschaften.

Für die zweistufige R744-Transportkälteanlage werden Verdichtungswirkungsgrade zwischen  $0,68 < \eta_{\text{eff isen, ges, el}} < 0,78$  ermittelt. In der Transportkälteanlage besteht der zweistufige Verdichter aus den beiden einstufigen Verdichtern HAX2/70-4CO<sub>2</sub>T und HAX2/90-4CO<sub>2</sub>T, die in der Simulation eine gleiche Verdichterdrehzahl haben und eine ideale thermische Trennung zwischen beiden Verdichtungsstufen aufweisen. Wirkungsgrade der genannten Höhe werden auch experimentell mit den beiden einstufigen Verdichtern an der R744-Versuchsanlage er-

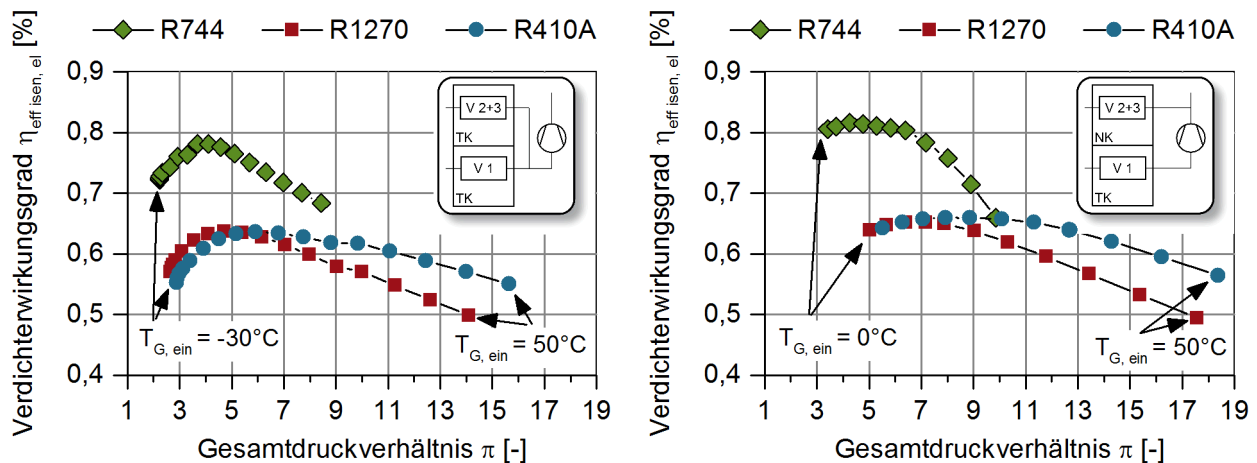


Abbildung 7.4: Effektiv isentroper Verdichterwirkungsgrad der zweistufigen Verdichtung, bezogen auf die elektrische Leistungsaufnahme.

Links: Verdichterwirkungsgrad der Simulationen aus Abbildung 7.3.

Rechts: Verdichterwirkungsgrad der Simulationen aus Abbildung 7.5.

mittelt (siehe Anhang C.1.2). Für die R1270- und R410A-Transportkälteanlage mit den beiden offenen zweistufigen R1270- und R410A-Serienverdichtern (FZX40/600 für R1270 und S4NPFR für R410A) mit angeschlossenem Elektromotor ist der Verdichterwirkungsgrad in Abbildung 7.4 auf die elektrische Leistungsaufnahme bezogen ( $\eta_{\text{eff isen, ges, el}}$ ). Der effektiv isentrope Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen, ges, el}}$  fällt bei Druckverhältnissen über  $\pi_{\text{ges}} > 5,5$  für R1270 stärker ab als für R410A. Er liegt für R1270 in einem Intervall zwischen  $0,50 < \eta_{\text{eff isen, ges, el}} < 0,64$  und für R410A zwischen  $0,55 < \eta_{\text{eff isen, ges, el}} < 0,64$ . Bezogen auf die mechanische Leistungsaufnahme beider zweistufigen Verdichter ergeben sich jeweils Werte von bis zu  $\eta_{\text{eff isen, ges, mech}} = 0,73$ . In den Verdichtermessungen wurden effektiv isentrope Verdichterwirkungsgrade von bis zu  $\eta_{\text{eff isen, ges, mech}} = 0,75$  bei Verdichterdrehzahlen von  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  ermittelt. Die Messdaten sind im Anhang C.1.3 und C.1.4 dargestellt.

In Abbildung 7.4 links sind die Verdichtungswirkungsgrade  $\eta_{\text{eff isen, ges, el}}$  für R744 höher als für R1270 und R410A. Die Verdichtung erfolgt damit für R744 effizienter. Weitergehende Schlussfolgerungen oder gar eine Bewertung der zweistufigen Verdichter sind nicht möglich. Die Einflussfaktoren auf  $\eta_{\text{eff isen, ges, el}}$ , wie beispielsweise Eintrittsbedingungen, Druckverhältnisse von ND- und HD-Stufe sowie die Massenstromverhältnisse von ND- und HD-Stufe, sind in den drei Kältemittelkreisläufen zu unterschiedlich.

### 7.3.2 Multifunktionskühlfahrzeug

Das exemplarische Multifunktionskühlfahrzeug aus Kapitel 5 verfügt über eine zweistufige R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlage, deren Verdichterhubvolumina in Tabelle 5.3 aufgeführt sind (siehe auch Tabelle 7.3). Im Auslegungspunkt von Kapitel 5.2 liegen Kälteleistungen von  $\dot{Q}_{V 2+3} = 7,5 \text{ kW}$  durch Verdampfer 2+3 in der Normalkühlung (NK) sowie von  $\dot{Q}_{V 1} = 8,2 \text{ kW}$  durch Verdampfer 1 in der Tiefkühlung (TK) vor.

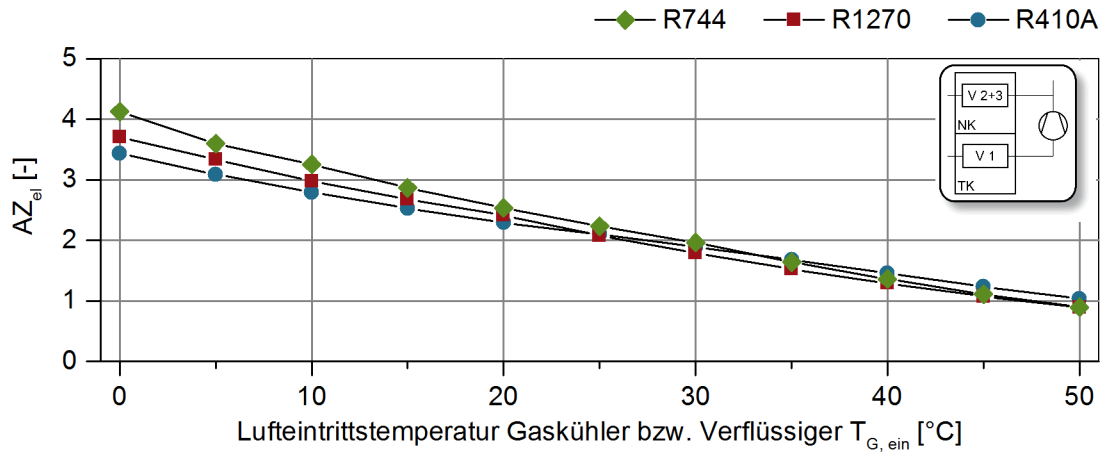


Abbildung 7.5: Arbeitszahl ( $AZ_{el}$ ) der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen für das Multifunktionskühlfahrzeug mit Aufteilung als Zweitemperatur-Transportbehälter im Verteilerverkehr. Mittlere Kälteleistungen von  $\bar{Q}_{V1} = 8,2\text{kW}$  durch Verdampfer 1 in der Tiefkühlung und von  $\bar{Q}_{V2+3} = 7,5\text{kW}$  durch Verdampfer 2+3 in der Normalkühlung werden in der Zykluszeit  $\Delta t$  erbracht. Die Luft Eintrittstemperaturen betragen  $T_{V1, \text{ein}} = -20^\circ\text{C}$  (TK) und  $T_{V2+3, \text{ein}} = 0^\circ\text{C}$  (NK).

In Abbildung 7.5 wird für die Luft Eintrittstemperatur in die Gaskühler bzw. Verflüssiger ein Intervall zwischen  $0 \leq T_{G, \text{ein}} \leq 50^\circ\text{C}$  gewählt. Die untere Grenze von  $0^\circ\text{C}$  ist hierbei in Anlehnung an die Kälteanforderung des exemplarischen Multifunktionskühlfahrzeugs gezogen. Eine gleichzeitige Kühlung beider Kammern ist nur für Umgebungstemperaturen von  $T_U \geq 2,5^\circ\text{C}$  bzw. mit Gl. (7.2) von  $T_{G, \text{ein}} \geq 7,5^\circ\text{C}$  erforderlich. Unterhalb dieser Temperatur besteht für die Normalkühlung keine Kühlanforderung. Allein die Tiefkühlung muss gekühlt werden, deren alleinige Kühlung nicht in diesem Abschnitt behandelt wird.

Anstelle vom  $COP_{el}$  ist in Abbildung 7.5 die Arbeitszahl  $AZ_{el}$  nach Gl. (6.2) für die R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen in Abhängigkeit von  $T_{G, \text{ein}}$  für eine mittlere konstante Kälteleistung von  $\bar{Q}_{V2+3} = 7,5\text{kW}$  in der Normalkühlung (NK) sowie von  $\bar{Q}_{V1} = 8,2\text{kW}$  in der Tiefkühlung (TK) dargestellt. Diese mittleren Kälteleistungen sind in der Zykluszeit  $\Delta t$  zu erbringen. Für Luft Eintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger von  $T_{G, \text{ein}} < 30^\circ\text{C}$  werden diese mittleren Kälteleistungen nur bei einem zeitreduzierten, un stetigen Betrieb der Transportkälteanlage erreicht. In diesen Punkten arbeiten die zweistufigen Verdichter bei der Minstdrehzahl von  $n = 1000\text{min}^{-1}$ . Für  $T_{G, \text{ein}} \geq 30^\circ\text{C}$  liegt ein stetiger Betrieb über die volle Zykluszeit  $\Delta t$  vor.

Die Kälteleistung der Tiefkühlung  $\dot{Q}_{V1}$  wird über die Verdichterdrehzahl mit einer minimalen Drehzahl von  $1000\text{min}^{-1}$  geregelt. Die Kälteleistung der Normalkühlung  $\dot{Q}_{V2+3}$  wird mit dem Regelungskonzept aus Kapitel 6.1.2 über die Expansionsventile EXV- $\dot{Q}_a$  oder EXV- $\dot{Q}_b$  an die Sollwerte geregelt. Die Mindestüberhitzung am Austritt des internen Wärmeübertragers bei Mitteldruck beträgt  $T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$ , die Überhitzung am Verdampferaustritt 2+3  $T_{\text{sup V2+3}} = 5\text{K}$ . Hochdruck  $p_{\text{HD}}$  und Unterkühlungen  $T_{\text{sub}}$  werden in jedem Betriebspunkt optimal gewählt.

In Abbildung 7.5 werden die höchsten Arbeitszahlen  $AZ_{el}$  für Luft Eintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G, \text{ein}} \leq 33^\circ\text{C}$  mit der R744-Transportkälteanlage, für  $T_{G, \text{ein}} > 33^\circ\text{C}$

mit der R410A-Transportkälteanlage beobachtet. R1270 hat für Lufteintrittstemperaturen von  $T_{G, \text{ein}} \leq 24^\circ\text{C}$  höhere Arbeitszahlen als R410A. Für Temperaturen  $T_{G, \text{ein}} > 24^\circ\text{C}$  weist R1270 die niedrigsten Arbeitszahlen von allen drei betrachteten Transportkälteanlagen auf.

Bei gleicher  $T_{G, \text{ein}}$  werden in den R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen unterschiedliche  $AZ_{el}$ -Werte erreicht. Wie bereits in Kapitel 7.3.1 erwähnt, kann in einigen R744-Kreislaufkomponenten ein besseres Betriebsverhalten als für R1270 und R410A beobachtet werden. Die Beobachtungen in den Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragern sind identisch zu denen aus Kapitel 7.3.1. Erneut sind Unterschiede bei den Verdichtern zu beobachten, deren Abweichungen mit dem effektiv isentropen Verdichterwirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen, ges, el}}$  diskutiert werden. Dieser ist in Abhängigkeit vom Gesamtdruckverhältnis zwischen Hoch- und Niederdruck  $\pi_{\text{ges}} = p_6/p_1$  in Abbildung 7.4 rechts für das Temperaturintervall  $0 < T_{G, \text{ein}} < 50^\circ\text{C}$  aufgetragen. Für R744 sind die Verdichtungswirkungsgrade  $\eta_{\text{eff isen, ges, el}}$  höher als für R1270 und R410A. Die Verdichtung erfolgt für R744 damit effizienter. Weitergehende Schlussfolgerungen oder gar eine Bewertung der zweistufigen Verdichter sind erneut nicht möglich. Die Einflussfaktoren auf  $\eta_{\text{eff isen, ges, el}}$ , wie beispielsweise Eintrittsbedingungen, Druckverhältnisse von ND- und HD-Stufe sowie die Massenstromverhältnisse von ND- und HD-Stufe, sind in den drei Kältemittelkreisläufen unterschiedlich.

Die Ausführungen in diesem Unterkapitel zum Eintemperatur-Kühlfahrzeug und zum Multifunktionskühlfahrzeug mit Nutzung als Zweitemperatur-Transportbehälter zeigen, dass die energetischen Effizienzen der zweistufigen R744- und R1270-Transportkälteanlagen vergleichbar mit den zweistufigen R410A-Transportkälteanlagen sind. Für einige Temperaturen ( $T_{G, \text{ein}}$ ) werden mit R744 und R1270 sogar höhere Effizienzen als mit R410A erreicht. Diese Beobachtungen gelten für die in Abbildung 7.3 und Abbildung 7.5 diskutierten Kälteleistungen. Für eine objektive Bewertung der drei Kältemittel sind Untersuchungen bei weiteren Kälteleistungen sowie die Gewichtung mit den Lkw-Nutzungsbedingungen aus Tabelle 7.2 notwendig. Dies führt nachfolgend zur Betrachtung von jährlichen klimawirksamen Emissionen.

### 7.4 Klimawirksame Emissionen der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen

Die jährlichen klimawirksamen Emissionen der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen werden über eine TEWI-Studie nach Gl. (7.1) berechnet. Jährliche direkte und indirekte Emissionen werden dabei im Folgenden separat diskutiert.

#### 7.4.1 Direkte Emissionen

Kontinuierlich entweicht Kältemittel in geringen Mengen durch Undichtigkeiten aus der Transportkälteanlage, dessen Leakage pro Jahr  $L_a = l_a \cdot m$  sich aus der jährlichen Leckagerate  $l_a$  und der Kältemittelfüllmenge  $m$  berechnet. Die Leckagerate wird durch thermische und mechanische Belastungen begünstigt und erhöht sich im mehrjährigen Betrieb. Dies begründet unterschiedliche Leckageraten für elektrisch angetriebene bzw. kraftstoffbetriebene Transport-

kälteanlagen. Für elektrisch betriebene Transportkälteanlagen wird in BURKE & GROSSKOPF (2011) eine jährliche Leckagerate von 5% bis 10% für neuere bzw. ältere Transportkälteanlagen angegeben. Für die gleiche Antriebsart geben CLODIC & BARRAULT (2011) für das Jahr 2006 eine Leckagerate von 15% an, die bis 2030 auf 10% sinkt (vgl. CLODIC & BARRAULT (2011) Tabelle B2.3). Der IPCC Bericht nennt eine Leckagerate zwischen  $15 < l_a < 50\%$  für elektrisch- und kraftstoffbetriebene Transportkälteanlagen (vgl. EGGLESTON ET AL. (2006) Tabelle 7.9). Für mittlere Lkw wird eine Kältemittelfüllmenge von  $m = 5\text{kg}$  durch BURKE & GROSSKOPF (2011) und TASSOU & DE-LILLE (2009) genannt. Die Lebensdauer von Transportkälteanlagen wird mit 10 Jahren angegeben (vgl. CLODIC & BARRAULT (2011), S. A-28 und SCHWARZ ET AL. (2010), S.115), bei deren Entsorgung das Kältemittel nicht vollständig zurückgewonnen wird. Die Entsorgungseffizienz  $\alpha_{\text{Recovery}}$  wird im IPCC-Bericht in einem Intervall von 0% bis 70% abgeschätzt (vgl. EGGLESTON ET AL. (2006), Tabelle 7.9). Die obere Grenze von  $\alpha_{\text{Recovery}} = 70\%$  wird ebenfalls in SCHWARZ ET AL. (2010) angegeben (vgl. SCHWARZ ET AL. (2010), S. 115). CLODIC & BARRAULT (2011) nennen für das Jahr 2006 eine Entsorgungseffizienz von 50%, die bis 2030 auf 80% ansteigt (vgl. CLODIC & BARRAULT (2011), Tabelle B2.3).

Für die elektrisch betriebenen zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen sind die jährlichen direkten Emissionen nach Gl. (7.1) in Tabelle 7.4 ermittelt, die sich für alle drei Kältemittel wie folgt abschätzen: Die Kältemittelfüllmenge und die Lebensdauer betragen  $m = 5\text{kg}$  bzw.  $z = 10$  Jahre. Wird für die Leckagerate  $l_a$  und Entsorgungseffizienz  $\alpha_{\text{Recovery}}$  nach CLODIC & BARRAULT (2011) jeweils eine lineare Entwicklung zwischen 2006 und 2030 angenommen, so betragen diese für das Jahr 2016  $l_a = 0,13$  und  $\alpha_{\text{Recovery}} = 0,61$ .

Tabelle 7.4: Jährliche direkte Emissionen der elektrisch angetriebenen Transportkälteanlagen bei einer Kältemittelmasse von  $m = 5\text{kg}$ , einer jährlichen Leckagerate von  $l_a = 0,13$  und einer Entsorgungseffizienz von  $\alpha_{\text{Recovery}} = 0,61$ .

Beschreibung	Einheit	R410A	R1270	R744
GWP <sub>100</sub>	[kg CO <sub>2</sub> /kg KM]	2088	3	1
Jährliche direkte Emissionen	[kg CO <sub>2</sub> -äquivalent/a]	1740,0	2,5	0,8

## 7.4.2 Indirekte Emissionen

Die Transportkälteanlagen haben über das gesamte Jahr den Ein- und Zweitemperatur-Transportbehälter aus Kapitel 4.1.3 auf die geforderten Kühlraumtemperaturen zu kühlen. Die Verdampferkälteleistung ist gleich dem Bruttokältebedarf des Transportbehälters ( $\dot{Q}_V = \dot{Q}_{\text{Kühl, Brutto}}(T_U, \varphi_U)$ ). Die auftretenden Klimabedingungen mit den Variablen Umgebungstemperatur  $T_U$  und relative Feuchte  $\varphi_U$  sowie ihre Auftretenswahrscheinlichkeiten sind Tabelle 7.2 zu entnehmen. Im Rahmen dieser Arbeit wird keine aktive Beheizung des Transportbehälters berücksichtigt. Dieser Fall tritt in den nachfolgenden Simulationen für Eintemperatur-Transportbehälter, unter Berücksichtigung des Wärmeeintrags durch die Verdampferlüfter, bei Umgebungstemperaturen von  $T_U < -27,5^\circ\text{C}$  auf. Beim Zweitemperatur-Transportbehälter tritt dieser Fall aufgrund des weiteren Wärmestroms durch die Zwischenwand  $\dot{Q}_{Z\text{-Wand}}$  in der Tiefkühlung im betrachteten Temperaturintervall von  $-35 \leq T_U \leq 45^\circ\text{C}$  nicht bzw. in der Normalkühlung ab Umgebungstemperaturen von  $T_U < 2,5^\circ\text{C}$  auf.

Jährliche indirekte Emissionen werden für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug und das Multifunktionskühlfahrzeug in Anwendung als Zweitemperatur-Transportbehälter mit Tief- und Normalkühlung ermittelt. Für beide Fälle sind die Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler bzw. Verflüssiger  $T_{G, \text{ein}}$  gegenüber der Umgebungstemperatur  $T_U$  um 5K erhöht, entsprechend den Ausführungen von Kapitel 7.2.3 und Gl. (7.2). Die Betriebszeiten der Transportkälteanlagen betragen 38,7 Stunden pro Woche. Die elektrische Leistung für die Hauptverbraucher Verdichter und Lüfter an den Verdampfern und Gaskühlern bzw. Verflüssigern wird dabei über die in Kapitel 5.2.3 genannte Antriebseinheit am Lkw-Verbrennungsmotor erbracht. Die jährlichen indirekten Emissionen werden im nächsten Kapitel zusammen mit den klimawirksamen Emissionen diskutiert.

### 7.4.3 Klimawirksame Emissionen der Transportkälteanlage

Mit den beschriebenen Annahmen zu den jährlichen direkten und indirekten Emissionen werden die jährlichen klimawirksamen Emissionen bzw. die jährlichen CO<sub>2</sub>-äquivalenten Gesamtemissionen der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen berechnet.

#### Eintemperatur-Kühlfahrzeug

Die Modellbeschreibung und die Regelung der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen ist identisch zu der in Kapitel 7.3.1. Die Überhitzung nach dem internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck wird auf  $T_{\text{sup IWT MD}} = 10\text{K}$  geregelt. Die Gesamtkälteleistung der drei Verdampfer  $\dot{Q}_V$  wird durch die Verdichterdrehzahl mit einer minimalen Drehzahl von  $1000\text{min}^{-1}$  geregelt. Bei geringeren Gesamtkälteleistungen liegt ein zeitreduzierter, unstetiger Betrieb (Taktung) vor.

Für das exemplarische Eintemperatur-Kühlfahrzeug aus Kapitel 5 sind die jährlichen klimawirksamen Emissionen als Summe der jährlichen direkten (schraffierte Balken) und indirekten Emissionen (doppelt schraffierte Balken) Abbildung 7.6, mit einer Unterteilung hinsichtlich Kältemittel und Land, zu entnehmen. Die jährlichen indirekten Emissionen der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen steigen erwartungsgemäß mit den Klimaregionen an, in der Länderreihenfolge Deutschland, Spanien und USA. Für R744 liegen in allen drei Ländern die geringsten jährlichen indirekten Emissionen vor. Die Abweichungen gegenüber R1270 und R410A betragen maximal 6% bzw. 7% und nehmen mit steigenden klimatischen Bedingungen ab. Die jährlichen direkten Emissionen sind für R744 und R1270 minimal und der grafischen Darstellung von Abbildung 7.6 nicht direkt zu entnehmen. Für R410A sind die jährlichen direkten Emissionen signifikant. Sie haben gegenüber den jährlichen klimawirksamen Emissionen einen Anteil von 20% bis 24%. Die direkten Emissionen haben damit einen deutlichen Beitrag an den klimawirksamen Emissionen der zweistufigen R410A-Transportkälteanlage. Die jährlichen klimawirksamen Emissionen in Abbildung 7.6 sind für die zweistufige R410A-Transportkälteanlage signifikant höher als für die zweistufige R744- oder R1270-Transportkälteanlage.

Der Bruttokältebedarf für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug wird in allen Betriebszuständen durch die zweistufige R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlage erbracht.

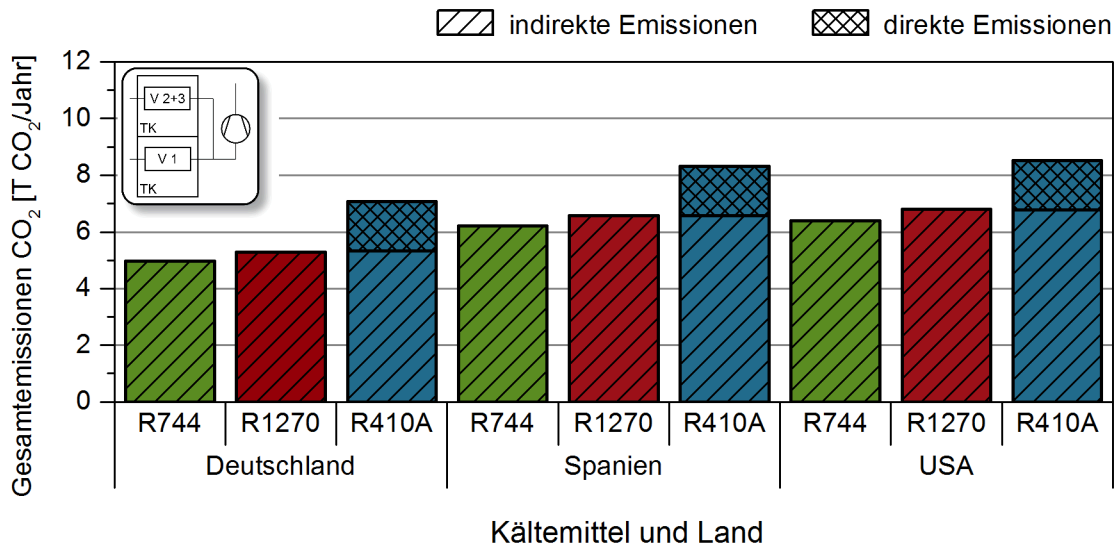


Abbildung 7.6: Jährliche klimawirksame Emissionen als Summe von direkten und indirekten Emissionen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Transportkälteanlagen für das exemplarische Eintemperatur-Kühlfahrzeug im Verteilerverkehr. Im Kühlfahrzeug werden Tiefkühlprodukte bei einer Kühlraumtemperatur von  $T_{\text{Kühl}} = -20^{\circ}\text{C}$  transportiert.

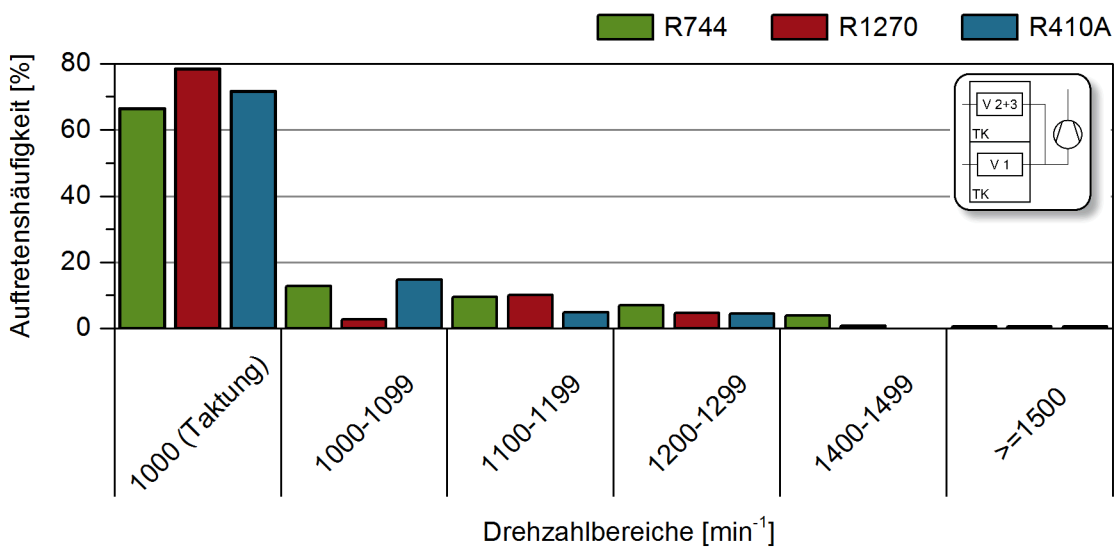


Abbildung 7.7: Prozentuales Auftreten von Verdichterdrehzahlen im Jahr der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen im Eintemperatur-Kühlfahrzeug in den USA.

Für die USA ist das prozentuale Auftreten verschiedener Drehzahlbereiche der zweistufigen R744-, R1270 und R410-Transportkälteanlagen in Abbildung 7.7 dargestellt. Für den überwiegenden Teil der Betriebszeit liegt in allen drei Transportkälteanlagen ein zeitreduzierter Betrieb (Taktung) mit minimaler Verdichterdrehzahl von  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} = 1000 \text{ min}^{-1}$  vor. Drehzahlen über  $n_{\text{ND}} = n_{\text{HD}} > 1000 \text{ min}^{-1}$  treten für die zweistufigen Transportkälteanlagen allein für 22% bis 34% der Zeit fahrender Lkw im Jahr auf. Maximale Verdichterdrehzahlen liegen dabei nur bei Extrembedingungen vor.

Für die R744-Transportkälteanlage werden im Vergleich zu den R410A- und R1270-Transportkälteanlagen höhere Drehzahlen beobachtet, begründet durch die unterschiedlichen thermodynamischen Eigenschaften. Die Auslegung von Transportkälteanlagen sollte für einen effizienten Betrieb geringe Verdichterdrehzahlen und die separate Anpassung der Verdichterhubvolumina für jede Klimaregion berücksichtigen.

Für die diskutierten klimawirksamen Emissionen der Transportkälteanlagen liegen eine Diskretisierung von  $\Delta T = 5\text{K}$  für die Umgebungstemperatur und von  $\Delta\varphi_U = 20\%$  für die relative Feuchte zugrunde, entsprechend den gewichteten Klimabedingungen aus Kapitel 7.2.2. Eine Änderung der Diskretisierung von  $\Delta T = 5\text{K}$  auf  $\Delta T = 1\text{K}$  und von  $\Delta\varphi_U = 20\%$  auf  $\Delta\varphi_U = 10\%$  führt für die zweistufige R744-Transportkälteanlage mit den Klimabedingungen Deutschlands und der USA zu Emissionssteigerungen von 1,6% bzw. 1,2%. Die Abweichungen sind gering und ermöglichen die klimawirksamen Emissionen mit der Diskretisierung von  $\Delta T = 5\text{K}$  und  $\Delta\varphi_U = 20\%$  abzuschätzen.

### Multifunktionskühlfahrzeug

Das Multifunktionskühlfahrzeug mit zwei separaten Kammern hat Kühlraumtemperaturen von  $T_{\text{Kühl, NK}} = 0^\circ\text{C}$  für verderbliche Produkte in Kammer 2 und  $T_{\text{Kühl, TK}} = -20^\circ\text{C}$  für gefrorene Produkte in Kammer 1. Die Modellbeschreibung und die Regelung der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen ist identisch zu der in Kapitel 7.3.2 und in Tabelle 7.3 zusammengestellt. Für Umgebungstemperaturen  $T_U \geq 2,5^\circ\text{C}$  erfolgt eine gleichzeitige Kühlung beider Kammern. Für  $T_U < 2,5^\circ\text{C}$  wird nur Kammer 1 mit den gefrorenen Produkten gekühlt. Kammer 2 mit den verderblichen Produkten wird nicht gekühlt, wozu Verdampfer 2+3 nicht mit Kältemittel durchströmt wird.

Mit diesen Randbedingungen sind die jährlichen indirekten Emissionen (schraffierte Balken) der drei Transportkälteanlagen mit Unterteilung hinsichtlich Kältemittel und Land in Abbildung 7.8 dargestellt. Diese steigen mit den klimatischen Bedingungen in der Länderreihenfolge Deutschland, Spanien und die USA an. Die geringsten jährlichen indirekten Emissionen liegen mit der zweistufigen R744-Transportkälteanlage vor. Die Abweichungen gegenüber den zweistufigen R1270- und R410A-Transportkälteanlagen betragen zwischen 5% und 9%, mit abnehmender Tendenz zu steigenden klimatischen Bedingungen. Die jährlichen direkten Emissionen (doppelt schraffierte Balken) sind für R744 und R1270 minimal, während diese für R410A einen Anteil von 24% bis 28% an den jährlichen klimawirksamen Emissionen haben. Die jährlichen klimawirksamen Emissionen als Summe aus jährlichen direkten und indirekten Emissionen sind in Abbildung 7.8 für die zweistufige R410A-Transportkälteanlage signifikant höher als für die zweistufige R744- oder R1270-Transportkälteanlage.

Die zweistufigen R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlagen erbringen in allen Betriebszuständen die erforderlichen Bruttokälteleistungen.



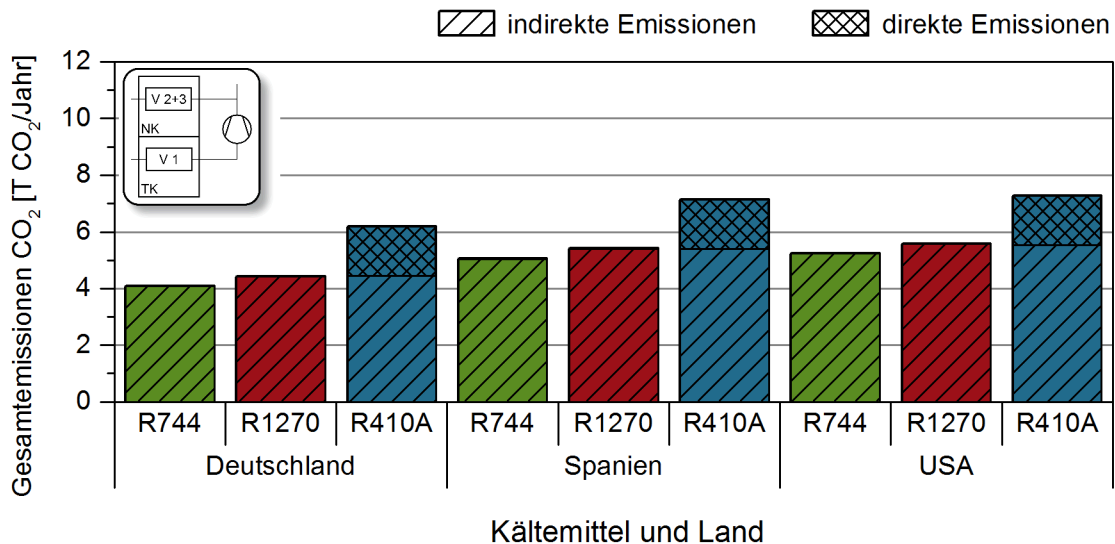


Abbildung 7.8: Jährliche klimawirksame Emissionen als Summe von direkten und indirekten Emissionen der zweistufigen R410A-, R1270- und R744-Transportkälteanlagen für das exemplarische Multifunktionskühlfahrzeug mit Aufteilung als Zweitemperatur-Transportbehälter im Verteilerverkehr. Im Zweitemperatur-Transportbehälter liegen Kühlraumtemperatur von  $T_{\text{Kühl, NK}} = 0^{\circ}\text{C}$  und  $T_{\text{Kühl, TK}} = -20^{\circ}\text{C}$  vor.

## 7.5 Zusammenfassung

Eine Bewertung der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug und das Multifunktionskühlfahrzeug in Anwendung als Zweitemperatur-Transportbehälter mit Tief- und Normalkühlung erfolgte durch die energetische Effizienz und jährlichen klimawirksamen Emissionen. Für die zweistufigen Transportkälteanlagen wurden die energetischen Effizienzen für konstante Kälteleistungen in Abhängigkeit von der Luft Eintrittstemperatur in die Gaskühler bzw. Verflüssiger diskutiert. Die klimawirksamen Emissionen einer Kälteanlage während eines Jahres wurden berechnet. Hierzu wurden direkte und indirekte Emissionen der Kälteanlage erfasst. In die Berechnung der indirekten Emissionen flossen durchschnittliche Betriebsbedingungen von Kälteanlagen ein, wozu Daten zum Klima, den Lkw-Einsatzzeiten und der geografischen Verteilung von Lkw kombiniert wurden.

Die Untersuchungen zur Energieeffizienz und den klimawirksamen Emissionen zeigten folgende Ergebnisse:

- Die beiden zweistufigen R744- und R1270-Transportkälteanlagen zeigten gleiche oder bessere Effizienzen, im Vergleich mit den zweistufigen R410A-Transportkälteanlagen.
- Jährliche indirekte Emissionen aus dem Betrieb der zweistufigen Transportkälteanlagen sind für R744 und R1270 geringer oder gleich groß, im Vergleich mit dem Kältemittel R410A. Die jährlichen direkten Emissionen durch Kältemittelleckagen sind für R744 und R1270 minimal, aber für R410A signifikant.
- Die jährlichen klimawirksamen Emissionen, die als direkte und als indirekte Emissionen entweichen, sind für die R744- und R1270-Transportkälteanlagen geringer als für die R410A-Transportkälteanlagen.

Die detaillierten und umfangreichen Untersuchungen zu den energetischen Effizienzen und zu den jährlichen klimawirksamen Emissionen haben gezeigt, dass die beiden natürlichen Kältemittel R744 und R1270 vergleichbar gegenüber dem synthetischen fluorierten Kältemittel R410A sind. Nach beiden Bewertungskriterien wiesen sie günstigere oder vergleichbare Werte zum Kältemittel R410A auf.

## 8 Zusammenfassung

Gefrorene und verderbliche Waren werden auf der Straße in Kühlfahrzeugen bei speziellen Kühlraumtemperaturen transportiert. Der Transportbehälter hat eine oder mehrere Kammern mit einer oder mehreren Kühlraumtemperaturen. Ein- und Mehrtemperatur-Transportbehälter werden vorwiegend durch einstufige Transportkälteanlagen mit den synthetischen Kältemittelgemischen R410A, R404A oder R134a gekühlt. Zur Verbesserung der Energieeffizienz können zweistufige Verschaltungen genutzt werden. Darüber hinaus ermöglichen zweistufige Verschaltungen prinzipiell eine stetige und effiziente Kühlung mehrerer individueller Kühlraumtemperaturen. Für zweistufige Transportkälteanlagen werden kompakte zweistufige Verdichter aufgrund von Begrenzungen hinsichtlich Bauraum und Gewicht favorisiert. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit zweistufigen Lkw-Transportkälteanlagen. Der Einsatz der beiden natürlichen Kältemittel Kohlenstoffdioxid (R744) und Propen (R1270) wird untersucht sowie ein neuartiges Betriebs- und Regelungskonzept zur stetigen Kühlung von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen mit mehreren individuellen Kühlraumtemperaturen entwickelt.

In dieser Arbeit wird der Kälteprozess von Kühlfahrzeugen grundlegend überdacht. In theoretischen Untersuchungen werden unter vereinfachten Randbedingungen mehrere zweistufige Kreislaufverschaltungen aus der Literatur in Kombination mit den Kältemitteln R744, R1270 und R410A für die Betriebsbedingungen der Transportkühlung untersucht. Als optimale Verschaltung wird für die drei genannten Kältemittel ein zweistufiger Kältemittelkreislauf mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) identifiziert.

Dieser optimale Kreisprozess wird experimentell in einer praxisnahen Versuchskälteanlage mit dem Kältemittel R744 untersucht. Die Versuchskälteanlage orientiert sich im Aufbau an einer Referenzanlage für Motorwagen. Die Versuchskälteanlage ermöglicht die Kühlung von Ein- und Mehrtemperatur-Transportbehältern durch die Schaltungsvarianten „Kälte bei Niederdruck“ und „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“. In der zuletzt genannten Schaltungsvariante werden verderbliche Produkte bei Mitteldruck und gefrorene Produkte bei Niederdruck stetig und effizient gekühlt. Die Kälteleistungen zur Kühlung verderblicher und gefrorener Waren variieren untereinander durch Änderung des Massenstroms im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck, wie die Messungen zeigen. Dieses Verhalten wird nachfolgend in ein neuartiges Betriebs- und Regelungskonzept integriert. Die Messergebnisse dienen darüber hinaus zur Kalibrierung von Kreislaufkomponenten.

Zweistufige Kältemittelkreisläufe mit internem Wärmeübertrager bei Mitteldruck werden als Kreislaufmodelle mit der Komponentenbibliothek TIL in Modelica erstellt. Jede Komponente ist mit dem Ansatz der Finiten Volumen beschrieben, in denen Druckverlust und Wärmeübergang mittels allgemeingültiger Beziehungen erfasst sowie thermophysikalische Kältemitteleigenschaften berücksichtigt sind. Die Komponentenmodelle sind an experimentellen Daten kalibriert und zu zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kreislaufmodellen zusammengefügt.

Die weiteren simulativen Untersuchungen werden als Anwendungsszenarien an zwei exemplarischen Kühlfahrzeugen – Eintemperatur-Kühlfahrzeug und Multifunktionskühlfahrzeug – in der Gewichtsklasse von 12 Tonnen bis 19 Tonnen für den Verteilerverkehr durchgeführt. Beide Fahrzeuge unterscheiden sich in der Anzahl an Kühlräumen. Im Eintemperatur-Kühlfahrzeug liegt eine Kühlraumtemperatur von  $T_{\text{Kühl}} = -20\text{ °C}$  vor. Das Multifunktionskühlfahrzeug hat zwei separate Kammern, die entsprechend der Anwendung sowohl beide bei einem Temperaturniveau (Eintemperatur-Transportbehälter) als auch bei zwei unterschiedlichen Temperaturniveaus (Zweitemperatur-Transportbehälter), bei  $T_{\text{Kühl,NK}} = 0\text{ °C}$  (Normalkühlung) und  $T_{\text{Kühl,TK}} = -20\text{ °C}$  (Tiefkühlung), betrieben werden. Die Transportbehälter beider Fahrzeuge werden durch zweistufige R744-, R1270- oder R410A-Transportkälteanlagen gekühlt. Die Transportkälteanlagen sind jeweils für eines der beiden Fahrzeuge ausgelegt. Die simulative Beschreibung erfolgt über die zuvor erstellten zweistufigen Kreislaufmodelle.

Im Multifunktionskühlfahrzeug werden in der Anwendung als Zweitemperatur-Transportbehälter gefrorene und verderbliche Produkte gemeinsam transportiert. Die zweistufige Transportkälteanlage kühlt beide Kammern stetig mithilfe eines neuartigen Betriebs- und Regelungskonzeptes. Dieses ermöglicht die beiden Kühlraumtemperaturen bzw. die damit gekoppelten Kälteleistungen über weite charakteristische Betriebsbereiche auf Sollwerte zu regeln. Hierzu werden Verdichterdrehzahl und Ventilöffnungen der beiden Expansionsventile  $\text{EXV-}\dot{Q}_a$  und  $\text{EXV-}\dot{Q}_b$  herangezogen. Das neuartige Konzept wird mit bekannten Regelungsansätzen von Mehrtemperatur-Kühlfahrzeugen verglichen. Gegenüber den bekannten Ansätzen werden mit dem neuartigen Betriebs- und Regelungskonzept die höchsten Leistungszahlen erreicht.

Eine Bewertung der zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Transportkälteanlagen für das Eintemperatur-Kühlfahrzeug und das Multifunktionskühlfahrzeug in Anwendung als Zweitemperatur-Transportbehälter mit Tief- und Normalkühlung erfolgt über die energetische Effizienz und jährliche klimawirksame Emissionen. Klimawirksame Emissionen pro Jahr als Summe aus Kältemittelleckage (direkten Emission) und dem Betrieb der zweistufigen Kältemittelkreisläufe (indirekten Emission) werden berechnet. Hierzu werden durchschnittliche klimatische Betriebsbedingungen der Transportkälteanlage für drei verschiedene Klimazonen, anhand der Länder Deutschland, Spanien und der USA, ermittelt. Die Energieeffizienzen der zweistufigen R744- und R1270-Transportkälteanlagen sind vergleichbar oder höher als die der zweistufigen R410A-Transportkälteanlagen. Die durchschnittlich im Jahr aus dem Betrieb der zweistufigen Transportkälteanlagen verursachten Emissionen (indirekte Emissionen) sind für R744 und R1270 geringer oder gleich zu R410A. Die klimawirksamen Emissionen als Summe aus direkten und indirekten Emissionen sind für die zweistufigen R410A-Transportkälteanlagen um 20% bis 34% höher als für die R744- und R1270-Transportkälteanlagen. Anhand der beiden Kenngrößen (Energieeffizienz und klimawirksamen Emissionen) sind die zweistufigen R744- und R1270-Transportkälteanlagen als vergleichbar gegenüber der R410A-Transportkälteanlage einzustufen.

## A Versuchsanlage

### A.1 Berechnung der spezifische Enthalpie am Verdampfer

Die Berechnung der Kälteleistungen für die drei Verdampfer wurden in Kapitel 3.2.1 vorgestellt. In die Gleichungen sind die spezifischen Enthalpiedifferenzen zwischen Verdampferaustritt und -eintritt einzusetzen, deren Berechnungen nachfolgend dargelegt sind. Die Indices beziehen sich auf die Messstellen der Abbildung 3.1.

Für Verdampfer 1 berechnet sich die spezifische Enthalpie am Austritt  $h_{16}$  mit Gl.(A.1). Es wird angenommen, dass die spezifische Enthalpie am Verdampferaustritt  $h_{16}$  gleich der spezifischen Enthalpie am Eintritt in den internen Wärmeübertrager IWT ND  $h_{18}$  ist. Diese Annahme gilt nur im stationären Betrieb der Anlage.

$$h_{16} = h_{18} \quad (\text{A.1})$$

Für Verdampfer 2 und 3 sind Fallunterscheidungen hinsichtlich der Kreislaufverschaltung notwendig. In der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ ist Gl. (A.2) auf  $h_{22}$  und  $h_{31}$  zu übertragen. Für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“ liegt immer eine Überhitzung vor, weshalb sich  $h_{22}$  und  $h_{31}$  aus dem Druck  $p_{23}$  und der Temperatur  $T_{22}$  bzw.  $T_{31}$  berechnen (siehe Gl. (A.2)).

$$h_{22}, h_{31} = \begin{cases} h_{22}, h_{31} = h_{18}, & \text{wenn "Kälte bei Niederdruck"} \\ h_{22} = h(p_{23}, T_{22}), & \text{wenn "Kälte bei Nieder- und Mitteldruck"} \\ h_{31} = h(p_{23}, T_{31}), & \end{cases} \quad (\text{A.2})$$

Der Dampfgehalt  $x_{18}$  und die spezifische Enthalpie  $h_{18}$  berechnen sich mit  $\dot{m}_{V \text{ ges}} = \dot{m}_{V 1} + \dot{m}_{V 2+3}$  über eine Energiebilanz um den internen Wärmeübertrager bei Niederdruck (IWT ND), gemäß der Gl. (A.3). Es ist eine Fallunterscheidung hinsichtlich der Kreislaufverschaltung zu beachten.

$$h_{18} = \begin{cases} h_{18} = h_{13} - h_{12} + h_1, & \text{wenn " Kälte bei Niederdruck"} \\ h_{18} = \frac{\dot{m}_{V \text{ ges}}(h_{13} - h_{12})}{\dot{m}_{V 1}} + h_1, & \text{wenn "Kälte bei Nieder- und Mitteldruck"} \end{cases} \quad (\text{A.3})$$

## A.2 Experimentelle Daten

Zu den in der Arbeit diskutierten experimentellen Ergebnissen sind nachfolgend in Tabelle A.1 und Tabelle A.2 weitere Messgrößen zusammengestellt. Die Überhitzung  $T_{\text{sup } 1}$  an der Messstelle 1 ist gleich der Überhitzung am Eintritt in den ND-Verdichter  $T_{\text{sup } 1} = T_{\text{sup ND-Verdichter}}$ , berechnet mit Gl. (3.3).

Tabelle A.1: Detailangaben zu den vorgestellten Messpunkten für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“.

Nr.	$T_{V, \text{ein}}$ [°C]	$T_{G, \text{ein}}$ [°C]	$p_{\text{HD}}$ [bar]	$p_{\text{MD}}$ [bar]	$n_{\text{ND}}$ [rpm]	$n_{\text{HD}}$ [rpm]	$T_{\text{sup IWT MD}}$ [K]	$T_{\text{sup } 1}$ [K]	$\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$ [kW]	$\dot{Q}_V$ [kW]	$COP_{\text{el}}$ [-]
<i>a) Variation der Lufteintrittstemperatur in die beiden Gaskühler (siehe Abbildung 3.2).</i>											
S124	-20,0	19,7	65,9	24,3	1525	1247	14,7	3,2	4,29	13,99	1,85
S120	-20,6	29,9	84,0	26,2	1650	1357	15,4	2,8	5,22	14,13	1,38
S143	-19,9	39,5	102,5	29,6	1742	1430	15,1	17,2	6,34	14,10	1,10
<i>b) Variation des Drehzahlverhältnisses (siehe Abbildung 3.4).</i>											
S132a	-20,4	29,9	85,0	24,2	1576	1508	9,0	2,4	6,16	15,08	1,35
S61	-20,3	29,9	86,7	26,8	1649	1334	15,8	2,5	5,53	14,95	1,44
S76	-19,8	30,0	86,0	28,0	1630	1276	13,2	2,5	5,45	14,88	1,50
S75	-20,2	30,0	86,2	28,4	1675	1264	12,1	2,6	5,44	14,92	1,50
S73	-20,6	30,2	86,0	29,6	1770	1218	14,2	2,6	5,29	14,70	1,48
S77	-20,5	30,1	85,8	30,6	1857	1201	14,0	2,6	5,26	14,95	1,47
S74	-20,8	30,1	86,1	31,8	1961	1151	11,3	2,8	5,05	14,71	1,44

Tabelle A.2: Detailangaben zu den vorgestellten Messpunkten für die Kreislaufverschaltung „Kälte bei Nieder- und Mitteldruck“.

Nr.	$T_{V1, \text{ein}}$ [°C]	$T_{V2+3, \text{ein}}$ [°C]	$T_{G, \text{ein}}$ [°C]	$p_{\text{HD}}$ [bar]	$n_{\text{ND}}$ [rpm]	$n_{\text{HD}}$ [rpm]	$T_{\text{sup IWT MD}}$ [K]	$\dot{Q}_{\text{IWT MD}}$ [kW]	$\dot{Q}_{V1}$ [kW]	$\dot{Q}_{V2+3}$ [kW]	$COP_{\text{el}}$ [-]
<i>a) Variation des Drehzahlverhältnisses (siehe Abbildung 3.5)</i>											
S160	-19,9	0,6	30,1	84,2	1575	1363	14,7	6,03	8,86	7,64	1,52
S152	-19,8	0,3	29,9	84,7	1611	1334	9,0	5,76	9,03	7,42	1,58
S161	-19,8	0,8	30,1	84,7	1645	1291	15,2	5,59	9,08	7,06	1,55
S162	-19,8	0,7	30,1	84,2	1706	1233	17,1	5,36	9,12	6,65	1,59
S163	-19,8	1,0	30,0	85,1	1743	1189	14,7	5,07	9,22	6,38	1,60
<i>b) Variation des übertragenen Wärmestroms im IWT MD (siehe Abbildung 3.7)</i>											
S156	-19,9	0,1	21,6	70,1	1613	1334	4,8	5,54	8,79	8,76	1,85
S157	-19,7	0,0	21,7	69,8	1613	1334	31,8	4,87	8,33	9,26	1,89
S158	-20,3	-0,3	21,5	69,5	1608	1334	34,7	3,45	7,42	10,22	1,94
S159	-19,7	0,5	21,9	70,0	1609	1334	34,7	1,87	6,31	11,52	1,97

## B Modellerstellung einzelner Komponenten

### B.1 Modellerstellung Verdichter

Die in Kapitel 4.1.1 erwähnten ein- und zweistufige Verdichtermodelle werden durch einen semi-empirischen Modellansatz beschrieben. Bei diesem Ansatz werden die wesentlichen Vorgänge im Verdichter in Bezug auf den Massenstrom, die Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt und die Leistungsaufnahme durch physikalische Gleichungen beschrieben und mit empirischen Koeffizienten an experimentelle Daten angepasst. Er ermöglicht Extrapolationen außerhalb des Messbereiches, wie LI (2012) zeigt.

Nachfolgend erfolgt die physikalisch-mathematische Beschreibung, wobei nach der Stufenzahl differenziert wird.

#### B.1.1 Einstufiger Hubkolbenverdichter

Abbildung B.1 zeigt das Modell eines halbhermetischen Hubkolbenverdichters bestehend aus einem Elektromotor und einem Kolbenverdichter, links auf Systemebene und rechts als Fließbild mit den berücksichtigten physikalischen Prozessen. Ausgehend von den Eingabegrößen Eintrittsdruck  $p_{\text{ein}}$ , Eintrittstemperatur  $T_{\text{ein}}$ , Austrittsdruck  $p_{\text{aus}}$ , Verdichterdrehzahl  $n$  und Umgebungstemperatur  $T_U$  sind die gesuchten Ausgabegrößen Austrittstemperatur  $T_{\text{aus}}$ , Massenstrom  $\dot{m}$  und die mechanische Leistung  $P_{\text{mech}}$  bzw. bei halbhermetischen Verdichtern die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{\text{el}}$  vom Modell zu bestimmen. Der Kältemittelpfad ist durch grüne Linien, der Wärmestrom durch rote Linien und der Antriebsstrang durch graue Linien gekennzeichnet. Bei einem halbhermetischen Verdichter ist der Elektromotor fest im Verdichter integriert, so dass die elektrischen Motorverluste dem Kältemittel zugeführt werden. Offene Verdichter haben einen separat aufgestellten Motor, wo die Motorverluste über die Motoroberfläche an die Umgebung abgeführt werden.

In beiden Volumina  $V_S$  und  $V_D$  von Abbildung B.1 erfolgt eine instationäre Beschreibung der Massen-, Impuls-, und Energiebilanz.

Zwischen Verdichtereintritt und -austritt (Punkt 1 bis Punkt 6) wird der Verdichtungsprozess im Modell nachfolgend zusammen mit der physikalisch-mathematischen Beschreibung dargelegt. Die Beschreibung orientiert sich an der Veröffentlichung von NAVARRO ET AL. (2007) und ist um einige Terme modifiziert.

- 1-2: Kältemittelentspannung im Expansionsorgan (Drossel).  
Hierüber werden Druckverluste in der Saugleitung und den Ventilkappen vom Verdichter wiedergegeben. Sie werden zusammen in erster Näherung mit der Bernoulligleichung für inkompressible Fluide beschrieben. Für die Drossel gilt:



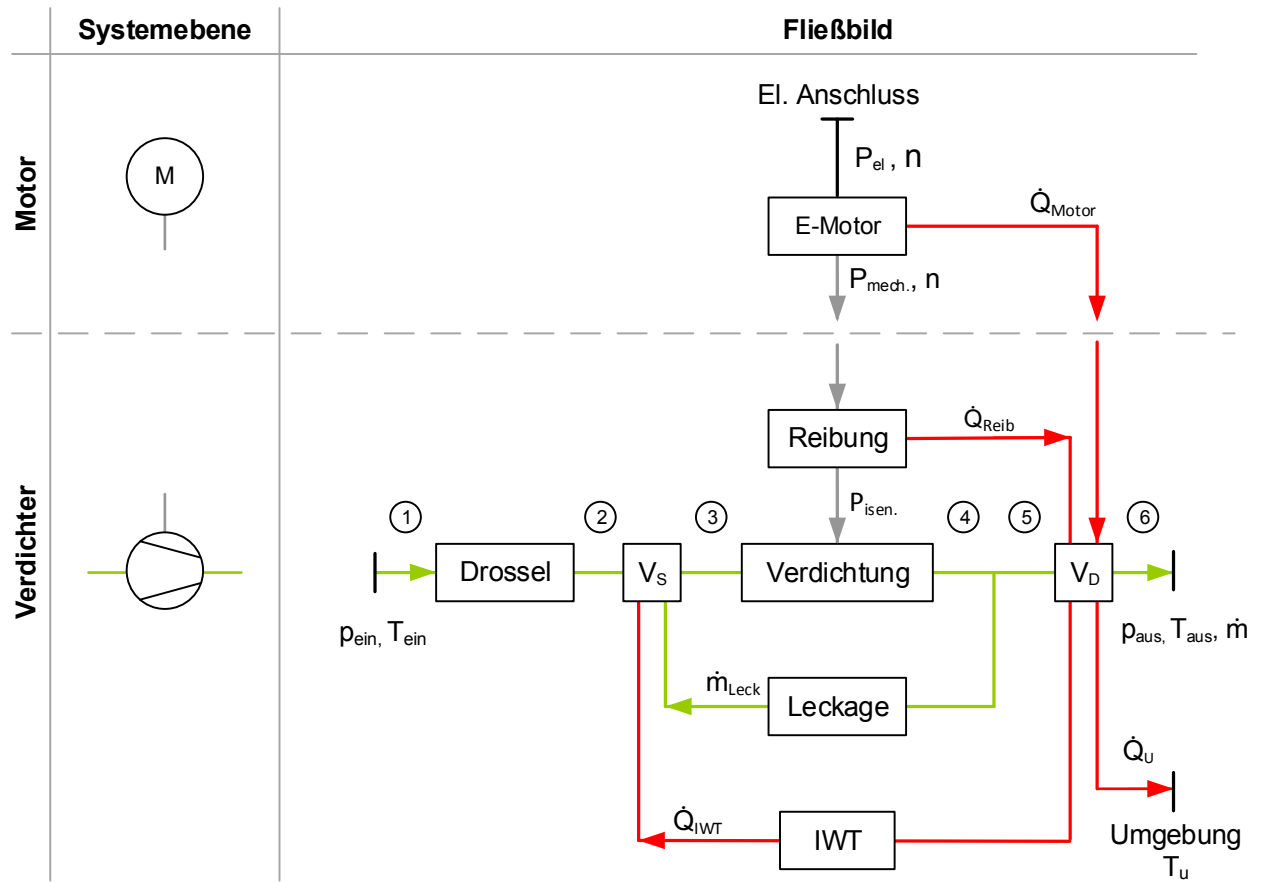


Abbildung B.1: Hubkolbenverdichter mit integriertem Elektromotor auf Systemebene (links) und als Fließbild mit den physikalischen Prozessen (rechts) (nach MÖHLENKAMP ET AL. (2013a)).

$$\dot{m} = A_{\text{Drossel}} \cdot \sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)} \quad (\text{B.1})$$

- 2-3: Zufuhr eines Wärmestroms  $\dot{Q}_{\text{IWT}}$  und eines Kältemittelmassenstroms  $\dot{m}_{\text{Leck}}$  in das Volumenelement  $V_s$ .

Der Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Leck}}$  gibt Kältemittelleckage durch Ventilfehlschlüsse und Leckagen entlang der Hubkolben im Verdichter wieder. Kältemittel strömt von der Hochdruck- auf die Niederdruckseite. Diese Leckage wird in NAVARRO ET AL. (2007) erneut als inkompressible Strömung (Bernoulligleichung) beschrieben. Dieser Ansatz wird um weitere Einflüsse ergänzt (siehe Gl. (B.2)). Der Einfluss des Druckgefälles ist um den Drehzahleinfluss  $(n/n_0)^{K_{\text{Leck}}}$  und um den Einfluss der Zylinderzahl  $(z/z_0)$  erweitert. Beide Wirkungen sind als relative Änderungen aufgeführt und beziehen sich auf die Nenndrehzahl  $n_0$  und eine Nennzylinderzahl  $z_0$ .

$$\dot{m}_{\text{Leck}} = A_{\text{Leck}} \cdot \sqrt{2\rho_4(p_4 - p_3)} \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{K_{\text{Leck}}} \cdot \left(\frac{z}{z_0}\right) \quad (\text{B.2})$$

Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{IWT}}$  beschreibt eine interne Wärmeübertragung im Verdichter von der Hochdruck- auf die Niederdruckseite. Mit der Verdichtung des Kältemittels von  $p_3$  auf  $p_4$  geht eine Temperatursteigerung und somit eine Aufheizung der Verdichterkammer einher. Über Konvektion wird der Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{IWT}}$  an das Kältemittel bei Nieder-

druck übertragen, wie in Abbildung B1 dargestellt. Die physikalische Beschreibung erfolgt in Gl. (B.3) mittels konvektiver Wärmeübertragung. Als treibende Temperaturdifferenz wird vereinfachend  $(T_4(s_4 = s_1) - T_3)$  angenommen. Die Temperatur  $T_4(s_4 = s_1)$  wird über einen ideal isentropen Prozess abgeschätzt. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  wird mit einer allgemeinen Beziehung für turbulente Rohrströmung angenähert, siehe Gl. (B.4). Als Fläche  $A$  wird die Rohroberfläche  $A = \pi \cdot d \cdot L$  gewählt. Die Parameter Länge  $L$ ,  $\pi$  und Konstante  $c$  werden zu einer Gesamtgröße  $K_{\text{IWT}}$  zusammengefasst ( $K_{\text{IWT}} = c \cdot \pi \cdot L$ ).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{IWT}} &= \alpha A \cdot (T_4(s_4 = s_1) - T_3) \\ &= K_{\text{IWT}} \cdot Re_3^{0,8} \cdot Pr_3^{0,4} \cdot \lambda_3 \cdot (T_4(s_4 = s_1) - T_3)\end{aligned}\tag{B.3}$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = c \cdot (Re_3^{0,8} \cdot Pr_3^{0,4})\tag{B.4}$$

$$A = \pi \cdot d \cdot L$$

- 3-4: Verdichtung des Kältemittels im Zylinder.

Im Verdichter wird im Aufwärtsgang des Kolbens Kältemittel mit dem Anfangsvolumen  $V_{\text{Hub}}$  und dem Druck  $p_3$  auf den Druck  $p_4$  komprimiert, bevor es ausgeschoben wird. Während des Abwärtstaktes findet die Rückexpansion von Kältemittel auf den Druck  $p_3$  statt. Ein idealer Kreisprozess im Zylinder mit isentroper Verdichtung bzw. Expansion und konstantem Ausschubdruck bzw. Ansaugdruck wird angenommen.

Zwischen den Punkten 3 und 4 wird das Kältemittel isentrop bei Zufuhr der Leistung  $P_{\text{isen}}$  verdichtet. Der geförderte Massenstrom  $\dot{m}_K$  berechnet sich aus dem Hubvolumen pro Kolben  $V_{\text{Hub}}$ , der Verdichterdrehzahl  $n$ , der Anzahl der Kolben  $z$ , der Dichte im Punkt 3  $\rho_3$  sowie einem volumetrischen Wirkungsgrad  $\eta_{\text{sth}}$ . Dieser Wirkungsgrad berücksichtigt das Schadraum- bzw. Totraumvolumen des Kolbens  $V_{\text{Schad}}$ . Er gibt das Verhältnis der geförderten Masse zur bewegten Masse an. Das Schadvolumen verringert den geförderten Massenstrom  $\dot{m}_K$ .

$$\begin{aligned}P_{\text{isen}} &= \dot{m}_K \cdot (h_4(s_4 = s_3) - h_3) \\ \dot{m}_K &= V_{\text{Hub}} \cdot \rho_3 \cdot n \cdot z \cdot \eta_{\text{sth}} \\ \eta_{\text{sth}} &= 1 - \left( \frac{V_{\text{Schad}}}{V_{\text{Hub}}} \right) \cdot \left( \frac{\rho_4(s_4 = s_3)}{\rho_3} - 1 \right)\end{aligned}\tag{B.5}$$

- 4-5: Reduzierung des Massenstroms durch Leckage.

Rückströmung von Kältemittel durch Leckage. Der Massenstrom  $\dot{m}$  im Punkt 5 verringert sich durch die in Gl. (B.2) beschriebene Leckage  $\dot{m}_{\text{Leck}}$ .

$$\dot{m} = \dot{m}_K - \dot{m}_{\text{Leck}}\tag{B.6}$$

- 5-6: Ein- und Austritt mehrerer Wärmeströme in das Volumenelement  $V_D$ .  
Reibung der Kolben und der Antriebswelle verursachen einen Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Reib}}$  an das Kältemittel und vergrößern die mechanische Leistungsaufnahme vom Verdichter ( $P_{\text{mech}} = P_{\text{isen}} + \dot{Q}_{\text{Reib}}$ ). Der Reibwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Reib}}$  berechnet sich mittels der isentropen Verdichterleistung  $P_{\text{isen}}$ , der Drehzahl  $n$  und der Kolbenanzahl  $z$  (siehe Gl. (B.7)). Drehzahl und die Kolbenanzahl sind jeweils auf einen Bezugspunkt unter Nennbedingungen (Index 0) bezogen. Die Konstanten  $K_{\text{Reib } 1}$ ,  $K_{\text{Reib } 2}$ ,  $K_{\text{Reib } 3}$  und  $K_{\text{Reib } 4}$  stellen empirische Parameter dar. Der Ansatz von NAVARRO ET AL. (2007) ist hier um die Terme  $z/z_0$  und  $K_{\text{Reib } 2} \cdot (n/n_0)^1 \cdot (z/z_0)$  sowie den Exponenten  $K_{\text{Reib } 4}$  ergänzt. Aus numerischen Gründen wird gegenüber NAVARRO ET AL. (2007) die isentrope Leistung  $P_{\text{isen}}$  anstelle der elektrische Leistung  $P_{\text{el}}$  für die Berechnung von  $\dot{Q}_{\text{Reib}}$  gewählt.

$$\dot{Q}_{\text{Reib}} = K_{\text{Reib } 1} \cdot P_{\text{isen}}^{K_{\text{Reib } 4}} + K_{\text{Reib } 2} \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^1 \cdot \frac{z}{z_0} + K_{\text{Reib } 3} \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 \cdot \frac{z}{z_0} \quad (\text{B.7})$$

Elektrische Motorverluste  $\dot{Q}_{\text{Motor}}$  führen bei halbhermetischen Verdichtern mit integriertem Motor zu einer Wärmezufuhr. Für Elektromotoren mit externer Kühlung werden diese Verluste direkt an die Umgebung abgegeben und es kann  $\dot{Q}_{\text{Motor}} = 0\text{W}$  gesetzt werden. Bei saugrohrgekühlten Verdichtern kann auch eine Wärmeeinkopplung zwischen den Punkten 2-3 sinnvoll sein.

Die interne Wärmeübertragung von der Hoch- an die Niederdruckseite  $\dot{Q}_{\text{IWT}}$  durch Gl. (B.3) führt zu einer Abkühlung zwischen den Punkten 5-6.

Über das Verdichtergehäuse wird Wärme an die Umgebung abgegeben, dessen Beschreibung mittels konvektiver Wärmeübertragung erfolgt. Als Temperaturdifferenz wird  $(T_6 - T_U)$  angenommen. Die Wärmeübertragungsfähigkeit  $kA_U$  stellt eine frei wählbare Konstante dar. Einen Wärmestrom an die Umgebung  $\dot{Q}_U$  wird in NAVARRO ET AL. (2007) nicht separat berücksichtigt.

$$\dot{Q}_U = kA_U \cdot (T_6 - T_U) \quad (\text{B.8})$$

Die 9 empirischen Koeffizienten  $A_{\text{Drossel}}$ ,  $A_{\text{Leck}}$ ,  $K_{\text{Leck}}$ ,  $K_{\text{IWT}}$ ,  $K_{\text{Reib } 1}$ ,  $K_{\text{Reib } 2}$ ,  $K_{\text{Reib } 3}$ ,  $K_{\text{Reib } 4}$  und  $kA_U$  sind an experimentelle Daten anzupassen.

## B.1.2 Zweistufiger Hubkolbenverdichter

Bei zweistufigen Hubkolbenverdichtern ist der Verdichtungsprozess in zwei Verdichtungsstufen, der ND- und der HD-Stufe, aufgeteilt. Beide Verdichtungsstufen sind gemeinsam in einem Gehäuse auf einer Antriebswelle angeordnet. Abbildung B.2 zeigt das Modell eines halbhermetischen zweistufigen Kolbenverdichters, bestehend aus zwei Hubkolbenverdichtern aus Kapitel B.1.1 und einem Elektromotor. Aus Übersichtsgründen sind die beiden Hubkolbenverdichter und der Elektromotor auf Systemebene dargestellt.

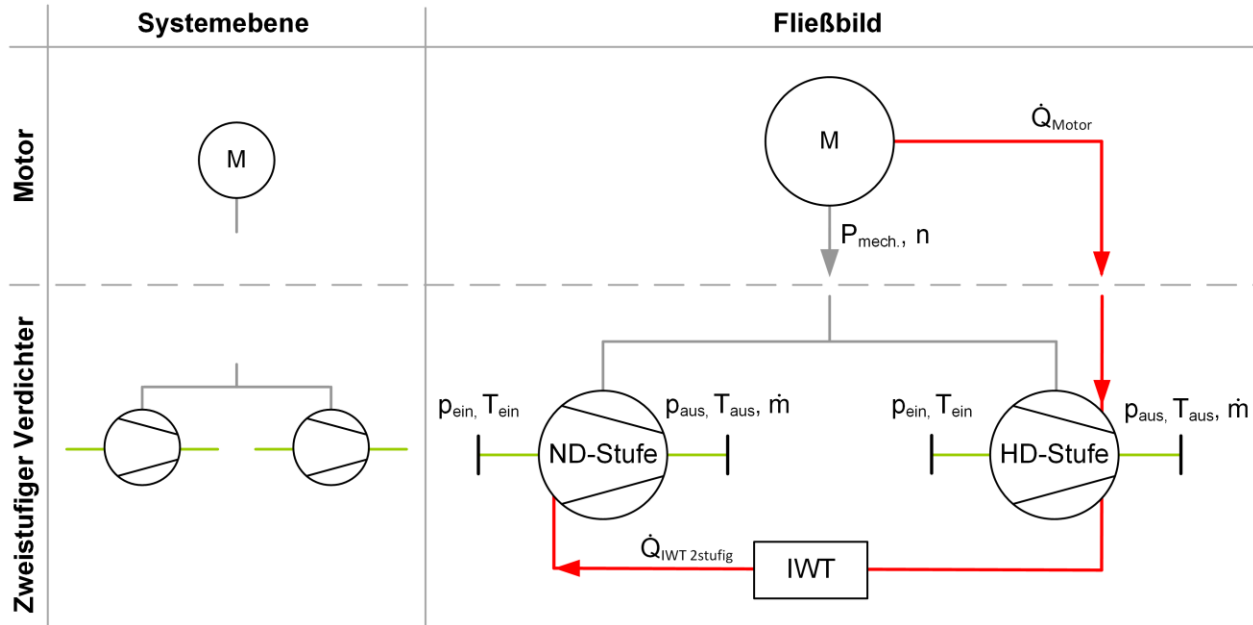


Abbildung B.2: Zweistufiges Verdichtermodell mit integriertem Elektromotor.

Der zweistufige Prozess ist um einen Wärmestrom erweitert. Zwischen dem Ausgang der HD-Stufe und dem Eingang der ND-Stufe tritt der Wärmestrom  $\dot{Q}_{IWT\ 2stufig}$  infolge Wärmeleitung durch das Verdichtergehäuse auf. Dieser führt auf der ND-Seite zu einer Erwärmung und auf der HD-Seite zu einer Abkühlung des Kältemittels. Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{IWT\ 2stufig}$  nach Gl. (B.9) wird in Anlehnung an Gl. (B.3) beschrieben. Als treibende Temperaturdifferenz wird die Temperatur am Verdichteraustritt der HD-Stufe  $T_{6,HD}$  und die Temperatur vor der Verdichtung der ND-Stufe  $T_{3,ND}$  gewählt. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  wird erneut über einen allgemeinen Ansatz für turbulente Strömung im Rohr abgeschätzt. Die Motorverluste werden komplett der HD-Stufe zugeführt.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{IWT\ 2stufig} &= \alpha A \cdot (T_{6,HD} - T_{3,ND}) \\ &= K_{IWT\ 2stufig} \cdot Re_3^{0,8} \cdot Pr_3^{0,4} \cdot \lambda_3 \cdot (T_{6,HD} - T_{3,ND})\end{aligned}\tag{B.9}$$

## B.2 Modellerstellung Transportbehälter

Die im Eintemperatur-Transportbehälter vorliegenden Wärme- und Stoffströme werden detailliert als physikalisches Modell, beispielsweise in GIGIEL (1997), RACHEK ET AL. (2010) und PIELSTICKER (2011), abgebildet. Vereinfachte Ansätze werden in der Norm DIN 8959 und dem ATP-Übereinkommen genannt. Die in den Transportbehälter eintretenden Wärmeströme werden in Abhängigkeit der Türöffnungshäufigkeit mit Fallunterscheidungen für den Langstrecken- und Verteilerverkehr berechnet. Diese sind gleich dem Kältebedarf  $\dot{Q}_{Kühl}$  des Transportbehälters, welcher zur Aufrechterhaltung einer konstanten Kühlraumtemperatur durch eine Transportkälteanlage zu erbringen ist. Der Wärmestrom bzw. der Kältebedarf des Transportbehälters  $\dot{Q}_{Kühl}$  berechnet sich nach DIN 8959 für einen Eintemperatur-Transportbehälter im Verteilerverkehr durch Gl. (B.10), die hier um den Faktor  $C_3$  zur Berücksichtigung des Wärmeeintrages durch Abtauungen erweitert ist. Der erste Term beschreibt den

Wärmestrom durch die Wand mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$ , der Oberfläche  $S$  und der Temperaturdifferenz  $(T_U - T_{\text{Kühl}})$ . Der zweite Term berücksichtigt den Luftaustausch zwischen Umgebung und Kühlraum mit dem Volumen des Kühlkoffers  $V$  und der Enthalpiedifferenz  $(h_U - h_{\text{Kühl}})$  in  $\text{kJ/m}^3$ .  $C_1$ ,  $C_2$  und  $C_3$  stellen Zuschlagsfaktoren dar. Die Normen geben maximale Kälteleistungen der Transportkälteanlage vor.

Untersuchungen mit einem detaillierten Transportbehältermodell und dem vereinfachten Modell der DIN 8959 liefern in PIELSTICKER (2011) nahezu identische Kälteleistungen im Langstrecken- und Verteilerverkehr.

Für Mehrtemperatur-Transportbehälter wird eine Abschätzung der Kälteleistungen bislang ausschließlich durch das ATP-Übereinkommen gegeben. Dort wird ein zusätzlicher Wärmestrom durch die Zwischenwand  $\dot{Q}_{Z\text{-Wand}}$  nach Gl. (B.12) mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_{Z\text{-Wand}}$  berücksichtigt. Die Übertragung des zusätzlichen Wärmestroms  $\dot{Q}_{Z\text{-Wand}}$  auf die Berechnungsvorschrift der DIN 8959 zur Beschreibung des Zweitemperatur-Transportbehälters aus Abbildung 4.2 liefert den Kältebedarf  $\dot{Q}_{\text{Kühl } 1}$  für Kammer 1 nach Gl. (B.11). Die entsprechende Abhängigkeit ergibt sich für Kammer 2 mit  $\dot{Q}_{\text{Kühl } 2}$  in gleicher Weise.

$$\dot{Q}_{\text{Kühl}} = C_3 \cdot C_2 \cdot \left[ k \cdot S \cdot (T_U - T_{\text{Kühl}}) + \frac{C_1 \cdot V \cdot (h_U - h_{\text{Kühl}})}{3,6} \right] \quad (\text{B.10})$$

$$\dot{Q}_{\text{Kühl } 1} = C_3 \cdot C_2 \cdot \left[ k \cdot S_1 \cdot (T_U - T_{\text{Kühl, } 1}) + \frac{C_1 \cdot V_1 \cdot (h_U - h_{\text{Kühl, } 1})}{3,6} + \dot{Q}_{Z\text{-Wand}} \right] \quad (\text{B.11})$$

$$\dot{Q}_{Z\text{-Wand}} = k_{Z\text{-Wand}} \cdot S_{Z\text{-Wand}} \cdot (T_{\text{Kühl, } 2} - T_{\text{Kühl, } 1}) \quad (\text{B.12})$$

Der Kältebedarf für ein Ein- und Zweitemperatur-Transportbehälters  $\dot{Q}_{\text{Kühl}}$  bzw.  $\dot{Q}_{\text{Kühl } 1}$  und  $\dot{Q}_{\text{Kühl } 2}$  ist jeweils als Nettokälteleistung von der Transportkälteanlage zu erbringen.

## C Kalibrierung der Komponentenmodelle und des Gesamtkreislaufs

### C.1 Verdichter

Verdichtermodelle unterschiedlicher Stufenzahl und mit verschiedenen Kältemitteln werden erstellt, worüber Tabelle C.1 einen Überblick gibt. Die beiden einstufigen halbhermetischen Verdichter (HAX2/70-4CO<sub>2</sub>T und HAX2/90-4CO<sub>2</sub>T der Firma GEA Bock) der Versuchskälteanlage werden modelliert. Des Weiteren werden Modelle von zwei zweistufigen Hubkolbenverdichtern aus der Serie für die Kältemittel R1270 und R410A (FZX40/600 der Firma GEA Bock bzw. S4NPRF der Firma Bitzer) erstellt. In allen Messreihen sind bekannt: Eintrittsdruck  $p_{\text{ein}}$ , Eintrittstemperatur  $T_{\text{ein}}$ , Austrittsdruck  $p_{\text{aus}}$ , Austrittstemperatur  $T_{\text{aus}}$ , Umgebungstemperatur  $T_{\text{U}}$ , Massenstrom  $\dot{m}$ , Verdichterdrehzahl  $n$  sowie Leistungsaufnahme  $P_{\text{mech}}$  bzw.  $P_{\text{el}}$ . werden Verdichtermodelle von insgesamt vier Verdichtern unterschiedlicher Stufenzahl und fü

Tabelle C.1: Übersicht der kalibrierten Verdichter.

Nr.	Bezeichnung	Stufenzahl	Kältemittel	Hersteller	Datenquelle
1	HAX2/70-4CO <sub>2</sub> T	1	R744	GEA Bock	Versuchskälteanlage
2	HAX2/90-4CO <sub>2</sub> T	1	R744	GEA Bock	Versuchskälteanlage
3	FZX40/600	2	R1270	GEA Bock	externe Messungen
4	S4NPRF	2	R410A	Bitzer	externe Messungen

Für jeden Verdichter wird ein separates numerisches Modell erstellt, das als Einzelkomponente einsetzbar und gegen ein anderes austauschbar ist. Die Abstimmung des Modells mit dem realen Verdichter erfolgt anhand der empirischen Koeffizienten. Ausgehend von den Randbedingungen Eintrittsdruck  $p_{\text{ein}}$ , Eintrittstemperatur  $T_{\text{ein}}$ , Austrittsdruck  $p_{\text{aus}}$ , Umgebungstemperatur  $T_{\text{U}}$  und Verdichterdrehzahl  $n$  werden die Größen Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}$ , Kältemittelaustrittstemperatur  $T_{\text{aus}}$  und Leistungsaufnahme  $P_{\text{mech}}$  bzw.  $P_{\text{el}}$  in der Simulation unter Vorgabe der empirischen Koeffizienten aus Kapitel B.1.1 und B.1.2 berechnet. Durch Variation der Koeffizienten können die Differenzen zwischen den experimentellen und den rechnerischen Ergebnissen minimiert werden. Die empirischen Koeffizienten der einzelnen Verdichter sind in Tabelle C.2 und Tabelle C.3 zusammengestellt.

Mit Hilfe von Verdichterwirkungsgraden aus Kapitel C.1.1 erfolgt eine Bewertung der der R744-, R1270- und R410A-Verdichtermodelle in Kapitel C.1.2 bis C.1.4. Die nachfolgend angegebenen Messstellen und deren Nummerierung beziehen sich auf das Fließbild der Versuchskälteanlage aus Abbildung 3.1

Tabelle C.2: Geometrische und empirische Koeffizienten der einstufigen halbhermetischen Verdichtermodelle für R744.

	Beschreibung	Einheit	HAX2/70-4CO2T	HAX2/90-4CO2T
geom. Koeffizienten	$n_0$	[1/s]	1450/60	1450/60
	$V_{\text{Hub}}$	[m <sup>3</sup> ]	34,955*1e-6	44,488*1e-6
	$V_{\text{Schad}}$	[m <sup>3</sup> ]	1,37*1e-6	1.366*1e-6
	$z$	[-]	2	2
	$z_0$	[-]	2	2
	$d$	[m]	0,019	0,019
empirische Koeffizienten	$A_{\text{Drossel}}$	[m <sup>2</sup> ]	1e-4	1e-4
	$A_{\text{Leck}}$	[m <sup>2</sup> ]	2,3e-7	3,12e-7
	$K_{\text{Leck}}$	[-]	1	1
	$K_{\text{Reib 1}}$	[-]	8e-4	8e-4
	$K_{\text{Reib 2}}$	[W]	0	0
	$K_{\text{Reib 3}}$	[W]	120	120
	$K_{\text{Reib 4}}$	[-]	1	1
	$kA_U$	[W/K]	15·0,72	15·0,72
	$K_{\text{IWT}}$	[m <sup>2</sup> ]	0,0042	0,0042

Tabelle C.3: Geometrische und empirische Koeffizienten der zweistufigen offenen Verdichtermodelle für R1270 und R410A.

		Beschreibung	Einheit	R1270: FZX40/600	R410A: S4NPFR
geom. Koeffizienten	ND-Stufe	$n_0$	[1/s]	1450/60	1450/60
		$V_{\text{Hub}}$	[m³]	162,5e-6	161,5e-6
		$V_{\text{Schad}}$	[m³]	1,6e-6	3,3e-6
		$z$	[-]	2	2
		$z_0$	[-]	2	2
		$d$	[m]	0,019	0,019
	HD-Stufe	$n_0$	[1/s]	1450/60	1450/60
		$V_{\text{Hub}}$	[m³]	137,5e-6	139,5e-6
		$V_{\text{Schad}}$	[m³]	1,34e-6	2,8e-6
		$z$	[-]	2	2
		$z_0$	[-]	2	2
		$d$	[m]	0.019	0.019
empirische Koeffizienten	ND-Stufe	$A_{\text{Drossel}}$	[m²]	0,001	0,001
		$A_{\text{Leck}}$	[m²]	2e-7	0,7e-7
		$K_{\text{Leck}}$	[-]	3	7
		$K_{\text{Reib 1}}$	[-]	5,8e-5	3,78e-5
		$K_{\text{Reib 2}}$	[W]	250	250
		$K_{\text{Reib 3}}$	[W]	140	280
		$K_{\text{Reib 4}}$	[-]	2	2
		$kA_{\text{U}}$	[W/K]	0,3-60	0,3-60
		$K_{\text{IWT}}$	[m²]	0,035	0,035
	HD-Stufe	$A_{\text{Drossel}}$	[m²]	0,001	0,001
		$A_{\text{Leck}}$	[m²]	4e-7	3,2e-7
		$K_{\text{Leck}}$	[-]	1,3	1
		$K_{\text{Reib 1}}$	[-]	5,8e-5	3,78e-5
		$K_{\text{Reib 2}}$	[W]	250,	250,
		$K_{\text{Reib 3}}$	[W]	140	280
		$K_{\text{Reib 4}}$	[-]	2	2
		$kA_{\text{U}}$	[W/K]	0,3-60	0,3-60
		$K_{\text{IWT 2stage}}$	[m²]	0,04	0,025



### C.1.1 Verdichterwirkungsgrade

Das Betriebsverhalten von Verdichtern kann über Kenngrößen wie beispielsweise Wirkungsgrade oder Bewertungsgrößen beschrieben werden. Für Verdichter werden die drei Wirkungsgrade bzw. Bewertungsgrößen effektiver Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$ , isentroper Wirkungsgrad  $\eta_{\text{isen}}$  sowie der effektiv isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen}}$  definiert, deren Bezeichnungen sich an der Arbeit von FÖRSTERLING (2003) orientieren. Die drei Größen charakterisieren den geförderten Massenstrom  $\dot{m}$ , die Verdichteraustrittstemperatur  $T_{\text{aus}}$  und die Leistungsaufnahme  $P_{\text{mech}}$  bzw.  $P_{\text{el}}$ . Der Kältemittelzustand am Ein- und Austritt wird nachfolgend über die Indices „ein“ und „aus“ beschrieben.

- Der effektive Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$  in Gl. (C.1) ist das Verhältnis von gefördertem Massenstrom  $\dot{m}$  zum theoretischen Massenstrom, gebildet aus geometrischen Hubvolumen  $V_{\text{Hub}}$ , der Kolbenanzahl  $z$ , der Verdichterdrehzahl  $n$  und der Dichte des Kältemittels im Eintritt (Saugstutzen)  $\rho_{\text{ein}}$ .
- Der isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{\text{isen}}$  nach Gl. (C.2) gibt das Verhältnis der Enthalpiedifferenzen zwischen Druck- und Saugstutzen bei isentroper zur tatsächlichen Verdichtung an.
- Der effektiv isentrope Wirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen}}$ , auch als Gütegrad bezeichnet, ist nach Gl. (C.3) das Verhältnis von isentroper Verdichtungsleistung zur real zugeführten Verdichtungsleistung  $P_{\text{eff}}$ . Diese kann auf die mechanische Wellenleistung ( $P_{\text{eff}} = P_{\text{mech}}$ ) als auch auf die elektrische Leistung ( $P_{\text{eff}} = P_{\text{el}}$ ), beispielsweise bei halbhermetischen Verdichtern, bezogen sein. Entsprechend wird hierzu der Index „mech“ oder „el“ in Gl. (C.3) hinzugefügt.

$$\lambda_{\text{eff}} = \frac{\dot{m}}{V_{\text{Hub}} \cdot z \cdot n \cdot \rho_{\text{ein}}} \quad (\text{C.1})$$

$$\eta_{\text{isen}} = \frac{h_{\text{aus}}(s_{\text{aus}} = s_{\text{ein}}) - h_{\text{ein}}}{h_{\text{aus}} - h_{\text{ein}}} \quad (\text{C.2})$$

$$\eta_{\text{eff isen}} = \frac{\dot{m}(h_{\text{aus}}(s_{\text{aus}} = s_{\text{ein}}) - h_{\text{ein}})}{P_{\text{eff}}} \quad (\text{C.3})$$

Für zweistufige Verdichter mit gemeinsamer Antriebswelle ist eine separate Leistungsbestimmung je Stufe nicht möglich. In diesem Fall wird die gesamte Leistungsaufnahme beider Stufen  $P_{\text{eff}}$  als Bezugsgröße für die aufsummierten isentropen Verdichtungsleistungen verwendet, siehe Gl. (C.4). Effektiver Liefergrad und isentroper Wirkungsgrad werden für jede Stufe separat nach den Gl. (C.1) und (C.2) ermittelt.

$$\eta_{\text{eff isen, ges}} = \frac{\sum \dot{m} (h_{\text{aus}}(s_{\text{aus}} = s_{\text{ein}}) - h_{\text{ein}})}{P_{\text{eff}}} \quad (\text{C.4})$$

### C.1.2 R744-Verdichter

Es werden zwei einstufige halbhermetische Verdichtermodelle der Verdichter HAX2/70-4CO<sub>2</sub>T und HAX2/90-4CO<sub>2</sub>T erstellt. Die Verdichter arbeiten mit dem Kältemittel R744. Aufgrund der integrierten Bauweise des Motors ist der effektiv isentrope Wirkungsgrad auf die elektrische Antriebsleistung bezogen ( $\eta_{\text{eff isen, el}}$ ). Der Elektromotor wird über einen Motorwirkungsgrad beschrieben.

Die beiden halbhermetischen Hubkolbenverdichter gehören einer gemeinsamen Produktreihe an, die sich allein im geförderten Volumenstrom unterscheiden. Herstellerangaben zum Hubvolumen und Schadraum liegen für beide Verdichter vor, die gemeinsam mit den gewählten empirischen Koeffizienten Tabelle C.2 zu entnehmen sind. Die empirischen Koeffizienten sind für beide Verdichter bis auf  $A_{\text{Leck}}$  gleich.

Experimentelle Daten der Versuchskälteanlage werden für die Validierung des HAX2/70-4CO<sub>2</sub>T in einem Drehzahlbereich von  $1311 < n < 2086 \text{ min}^{-1}$  mit einem Druckverhältnis  $\pi = p_3/p_1$

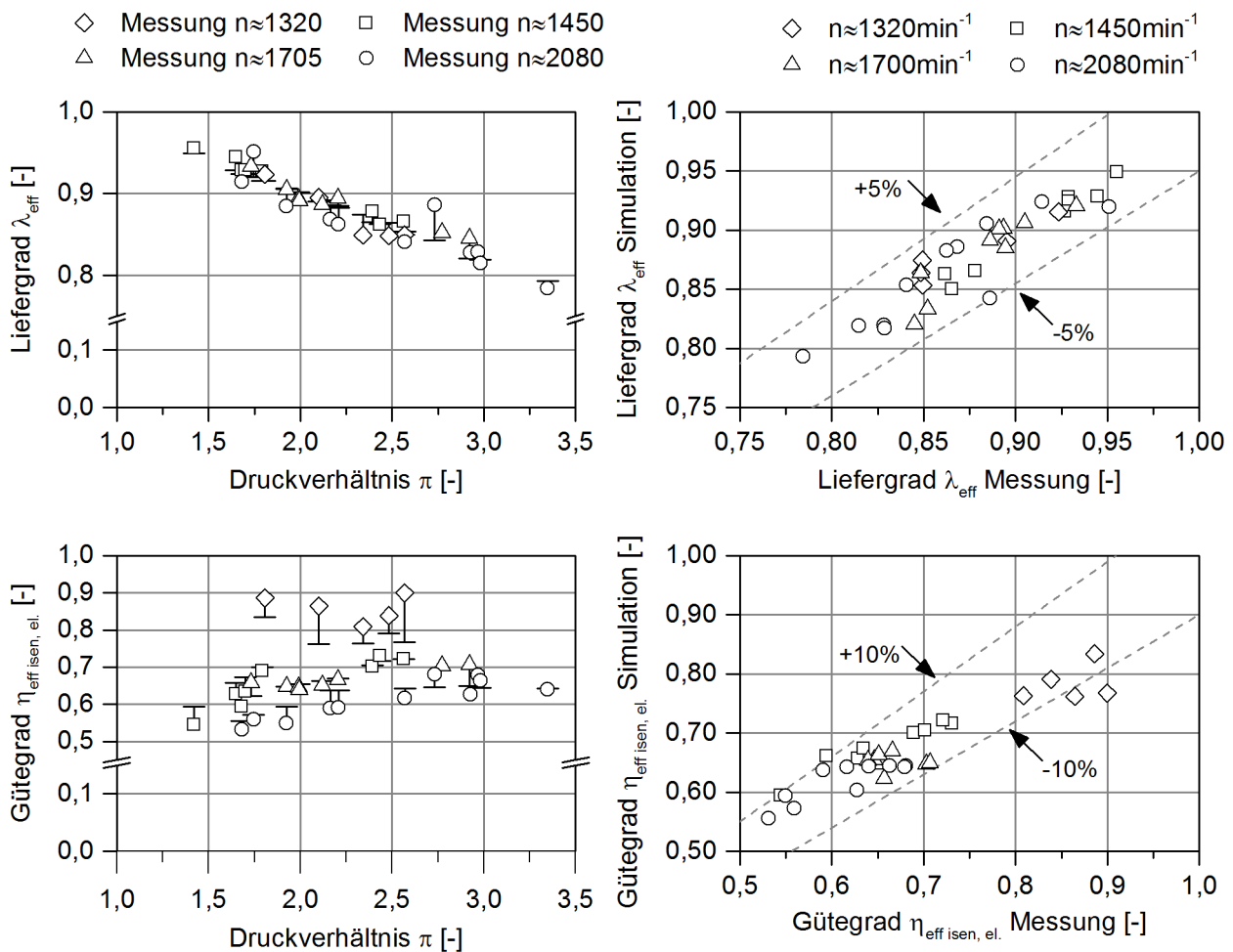


Abbildung C.1: Effektiver Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$  (oben) und effektiv isentroper Wirkungsgrad (Gütegrad)  $\eta_{\text{eff isen, el}}$  (unten) des HAX2/70-4CO<sub>2</sub>T bei unterschiedlichen Drehzahlen. Links: Kenngröße in Abhängigkeit des Druckverhältnisses. Rechts: Vergleich von Messung und Simulation.

von 1,65 bis 3,35 herangezogen. Für den HAX2/90-4CO<sub>2</sub>T werden Drehzahlen  $n$  von 1189 min<sup>-1</sup> bis 1711 min<sup>-1</sup> bei Druckverhältnissen  $\pi = p_6/p_4$  von 1,90 bis 3,90 verwendet. Der effektive Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$  ist für den HAX2/70-4CO<sub>2</sub>T in Abbildung C.1 und für den HAX2/90-4CO<sub>2</sub>T in Abbildung C.2 jeweils links oben in Abhängigkeit des Druckverhältnisses  $\pi_{\text{ND}}$  bzw.  $\pi_{\text{HD}}$  dargestellt, sowohl als Messwerte (Symbole) als auch als Simulationsergebnisse (waagerechte Striche). Die Abweichungen zwischen den Messwerten und den Simulationsergebnissen sind in einigen Punkten so gering, dass beide Werte innerhalb der Symbolfläche bleiben und die Simulationsergebnisse nicht sichtbar werden. Eine andere Darstellungsweise ist auf der rechten Seite von Abbildung C.1 oben und Abbildung C.2 oben gewählt, wo die Mess- und Simulationsergebnisse auf der x- und y-Achse aufgetragen sind. Eine Abweichung gleich Null würde eine Gerade mit der Steigung 1 (bzw. 45°) erzeugen, die als Bezugslinie für Differenzen zwischen Mess- und Rechenwerten dient. Zur Abschätzung der Unterschiede sind Abweichungsgeraden mit einer Bandbreite von  $\pm 5\%$  in Abbildung C.1 und Abbildung C.2 eingezeichnet. Die Modellgenauigkeiten beider Verdichter sind in Tabelle C.4 zusammengestellt.

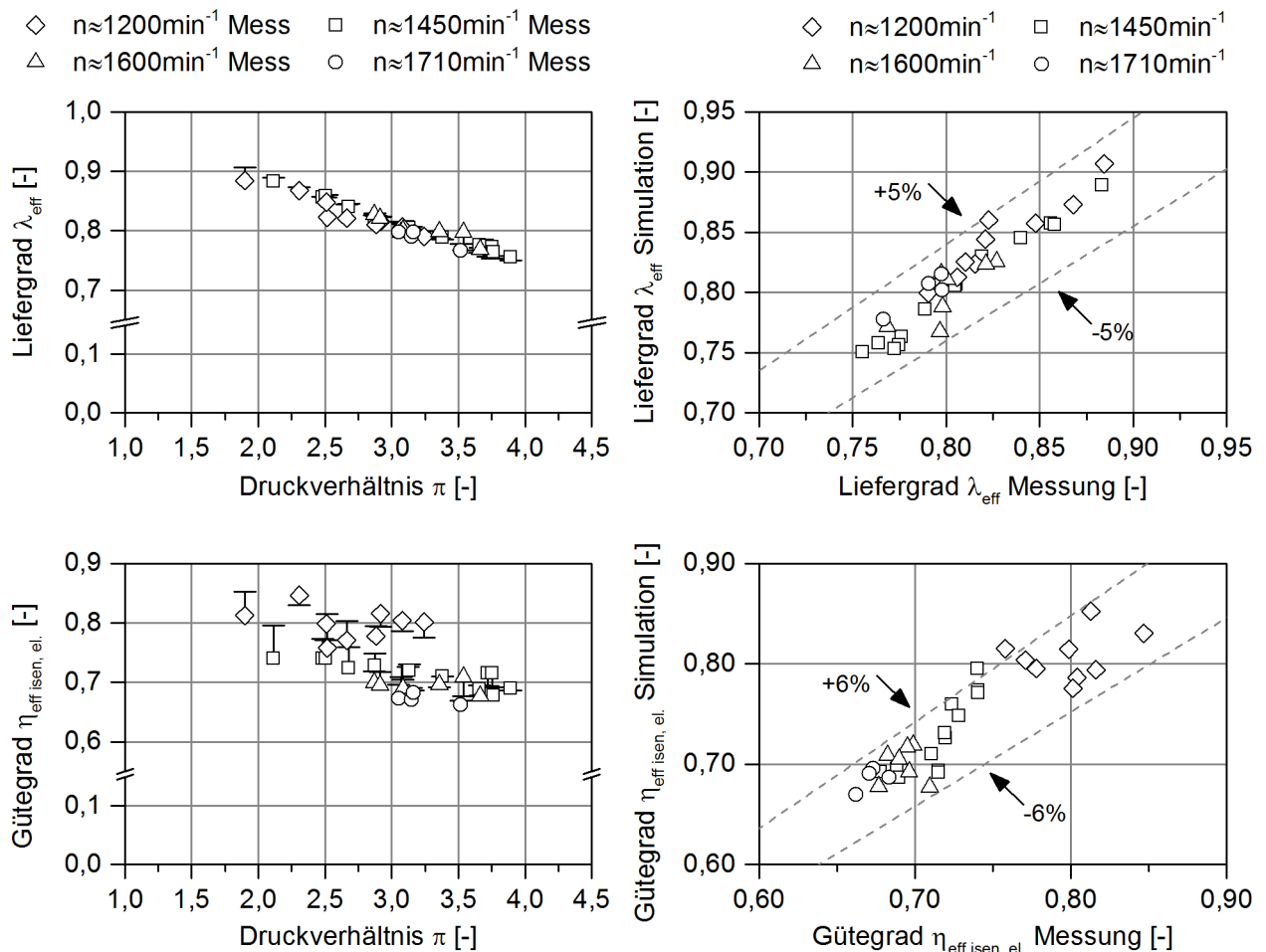


Abbildung C.2: Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$  (oben) und effektiv isentroper Wirkungsgrad (Gütegrad)  $\eta_{\text{eff isen, el}}$  (unten) des HAX2/90-4CO<sub>2</sub>T bei unterschiedlichen Drehzahlen.  
Links: Kenngröße in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.  
Rechts: Vergleich von Messung und Simulation.

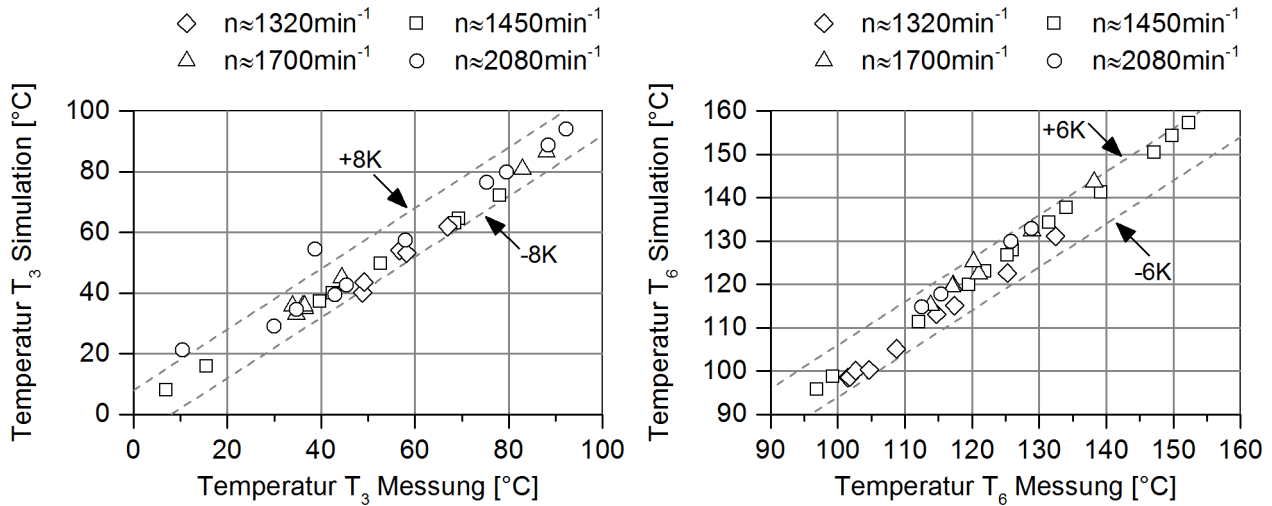


Abbildung C.3: Vergleich der Verdichteraustrittstemperaturen von Messung und Simulation. Links ist die Austrittstemperatur  $T_3$  für den HAX 2/70-4CO2T und rechts die Austrittstemperatur  $T_6$  für den HAX 2/90-4CO2T dargestellt.

Der gemessene Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$  beider Verdichter in Abbildung C.1 und Abbildung C.2 (oben links) nimmt in erster Näherung linear mit dem Druckverhältnis ab, die Drehzahlabhängigkeit ist minimal. Die Simulation kann den Liefergrad für beide Verdichter gut wiedergeben, was auch den rechten Seiten von Abbildung C.1 und Abbildung C.2 sowie Tabelle C.4 zu entnehmen ist. Die mittlere absolute Abweichung zwischen Messung und Simulation beträgt für beide Verdichter 0,01 bzw. etwa 1,5%. Die Standardabweichung ist für den HAX 2/70-4CO2T mit 0,02 und für den HAX 2/90-4CO2T mit 0,01 angegeben. Somit liegt für 65% der Simulationen eine Abweichung kleiner als 0,02 bzw. 0,01 vor.

Der effektiv isentrope Wirkungsgrad (Gütegrad)  $\eta_{\text{eff isen, el}}$  ist in gleicher Weise wie der Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$  in Abbildung C.1 und Abbildung C.2 unten für die Mess- und Simulationswerte aufgetragen. Links zeigt jeweils den effektiv isentropen Wirkungsgrad (Gütegrad)  $\eta_{\text{eff isen, el}}$  in Abhängigkeit des Druckverhältnisses mit den gleichen Einschränkungen hinsichtlich der Sichtbarkeit der Simulationswerte wie für den Liefergrad. Auf der rechten Seite von Abbildung C.1 unten und Abbildung C.2 unten sind die Mess- und Simulationswerte auf der x- und y-Achse zusammen mit Abweichungsgeraden aufgetragen. Für den Gütegrad  $\eta_{\text{eff isen, el}}$  ist eine deutliche Abhängigkeit vom Druckverhältnis und von der Drehzahl festzustellen. Die Simulationen können diese Abhängigkeit wiedergeben, auch wenn die Abweichungen zwischen Messung und Simulation gegenüber dem Liefergrad zunehmen. Der mittlere absolute Fehler beträgt in Tabelle C.4 0,03 bzw. 4,8% (HAX2/70-4CO2T) sowie 0,02 bzw. 2,7% (HAX2/90-4CO2T).

Die Verdichteraustrittstemperaturen beider Verdichter  $T_3$  und  $T_6$  sind in Abbildung C.3 als Vergleich zwischen Messung und Simulation gemeinsam mit Abweichungsgeraden aufgetragen, links für den HAX2/70-4CO2T und rechts für den HAX2/90-4CO2T. Ein Großteil der Punkte liegt für den HAX2/70-4CO2T innerhalb der  $\pm 8\text{K}$ -Abweichungsgeraden. Für den HAX2/90-4CO2T liegen alle Punkte innerhalb der  $\pm 6\text{K}$ -Abweichungsgeraden.

Tabelle C.4: Modellgenauigkeiten der beiden einstufigen halbhermetischen Hubkolbenverdichter.

Größe	Mittlerer absoluter Fehler		Standardabweichung	
	[-] bzw. [K]	[%]	[-] bzw. [K]	[%]
HAX2/70-4CO2T: $\lambda_{\text{eff}}$	0,01	1,5	0,02	1,8
HAX2/70-4CO2T: $\eta_{\text{eff isen, el}}$	0,03	4,8	0,04	6,1
HAX2/70-4CO2T: Austrittstemperatur $T_3$	3,2	9,2	4,6	21,1
HAX2/90-4CO2T: $\lambda_{\text{eff}}$	0,01	1,3	0,01	1,7
HAX2/90-4CO2T: $\eta_{\text{eff isen, el}}$	0,02	2,7	0,02	3,1
HAX2/90-4CO2T: Austrittstemperatur $T_6$	2,2	1,8	2,5	2,1

### C.1.3 R410A-Verdichter

Der zweistufige offene Hubkolbenverdichter S4NPFR von Bitzer hat ein Hubvolumen pro Kolben in der ND- und HD-Stufe von  $V_{\text{Hub, ND}} = 161,5\text{cm}^3$  sowie  $V_{\text{Hub, HD}} = 139,5\text{cm}^3$ . Weitere geometrische Angaben zu dem Verdichter sind nicht bekannt. Das Schadvolumen wird zu 2% des Hubvolumens gewählt ( $V_{\text{Schad, ND}} = 3,23\text{cm}^3$  und  $V_{\text{Schad, HD}} = 2,79\text{cm}^3$ ). Die Gehäuseoberfläche ist mit  $0,6\text{m}^2$  geschätzt. Die geometrischen und empirischen Koeffizienten sind Tabelle C.3 zu entnehmen. Letztere sind für beide Stufen bis auf  $A_{\text{Leck}}$  und  $K_{\text{Leck}}$  gleich. Externe Verdichtermessdaten liegen in einem Drehzahlbereich von  $500\text{min}^{-1}$  bis  $2500\text{min}^{-1}$  für diesen Verdichter vor.

Der effektive Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$  der ND- und HD-Stufe aus Messung und Simulation ist in Abbildung C.4 dargestellt (oben und Mitte). Links zeigt den effektiven Liefergrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses von ND- und HD-Stufe ( $\pi_{\text{ND}} = p_3/p_1$  und  $\pi_{\text{HD}} = p_6/p_4$ ), wobei Messwerte durch Symbole und die Simulationswerte durch kurze waagerechte Striche dargestellt sind. In einigen Punkten verschwinden die Striche hinter den Symbolen, aufgrund der geringen Abweichungen. Auf der rechten Seite von Abbildung C.4 ist der Liefergrad für beide Stufen (oben und Mitte) als Mess- und Simulationswert auf der x- und y-Achse gemeinsam mit  $\pm 5\%$ -Abweichungsgeraden aufgetragen. Der Liefergrad der ND- und HD-Stufe ist vom Druckverhältnis und der Drehzahl abhängig, wobei die Drehzahlabhängigkeit stärker für die ND-Stufe ausgeprägt ist. Bei konstantem Druckverhältnis und steigender Drehzahl fällt der Liefergrad in der ND-Stufe, in der HD-Stufe steigt dieser leicht. Im Modell wird hierzu für den Leckagemassenstrom in Gl. (B.2) in der ND-Stufe  $K_{\text{Leck}} = 3$  und in der HD-Stufe  $K_{\text{Leck}} = 1,3$  gewählt. Das Modell gibt die obigen Beobachtungen wieder, die Abweichungen betragen für alle Punkte weniger als 5%. Die hohe Modellgenauigkeit der effektiven Liefergrade kann auch Tabelle C.5 entnommen werden.

Aufgrund des offenen Verdichters ist der effektiv isentrope Gesamtwirkungsgrad (Gütegrad) in Abbildung C.4 unten auf die mechanische Wellenleistung ( $\eta_{\text{eff isen. ges, mech}}$ ) bezogen. Die Ergebnisse der Messung und Simulation sind in gleicher Weise wie für den Liefergrad als doppelte Teilgrafik dargestellt. Zum einen in Abhängigkeit vom Gesamtdruckverhältnis  $\pi = p_6/p_1$ , zum anderen als Vergleich der Mess- und Simulationswerte. Der effektiv isentrope Gesamtwirkungsgrad sinkt mit zunehmender Drehzahl deutlich ab. Das Modell kann diese Beobachtungen durch die entsprechende Wahl der empirischen Koeffizienten für die Reibung ( $\dot{Q}_{\text{Reib}}$  in Gl. (B.7)) wiedergeben. Es wird eine quadratische Steigerung der Reibwärme durch die isentrope Leistung sowie eine proportionale und quadratische Steigerung durch die Drehzahl angenommen. Für  $n > 500\text{min}^{-1}$  betragen die Abweichungen zwischen Messung und Simulation weniger als 5%. Insgesamt wird für den effektiv isentropen Gesamtwirkungsgrad ein mittlerer Fehler von 0,01 bzw. 1,9% erreicht (siehe Tabelle C.5).

Die Verdichteraustrittstemperaturen beider Stufen  $T_3$  und  $T_6$  sind in Abbildung C.5 als Vergleich zwischen Messung und Simulation gemeinsam mit Abweichungsgeraden aufgetragen. Links für die ND-Stufe ( $T_3$ ) und rechts für die HD-Stufe ( $T_6$ ). Die Verdichteraustrittstemperaturen werden für beide Stufen durch die Simulation hinreichend genau wiedergeben. Alle Punkte liegen innerhalb der Abweichungsgeraden (siehe Abbildung C.5 und Tabelle C.5).

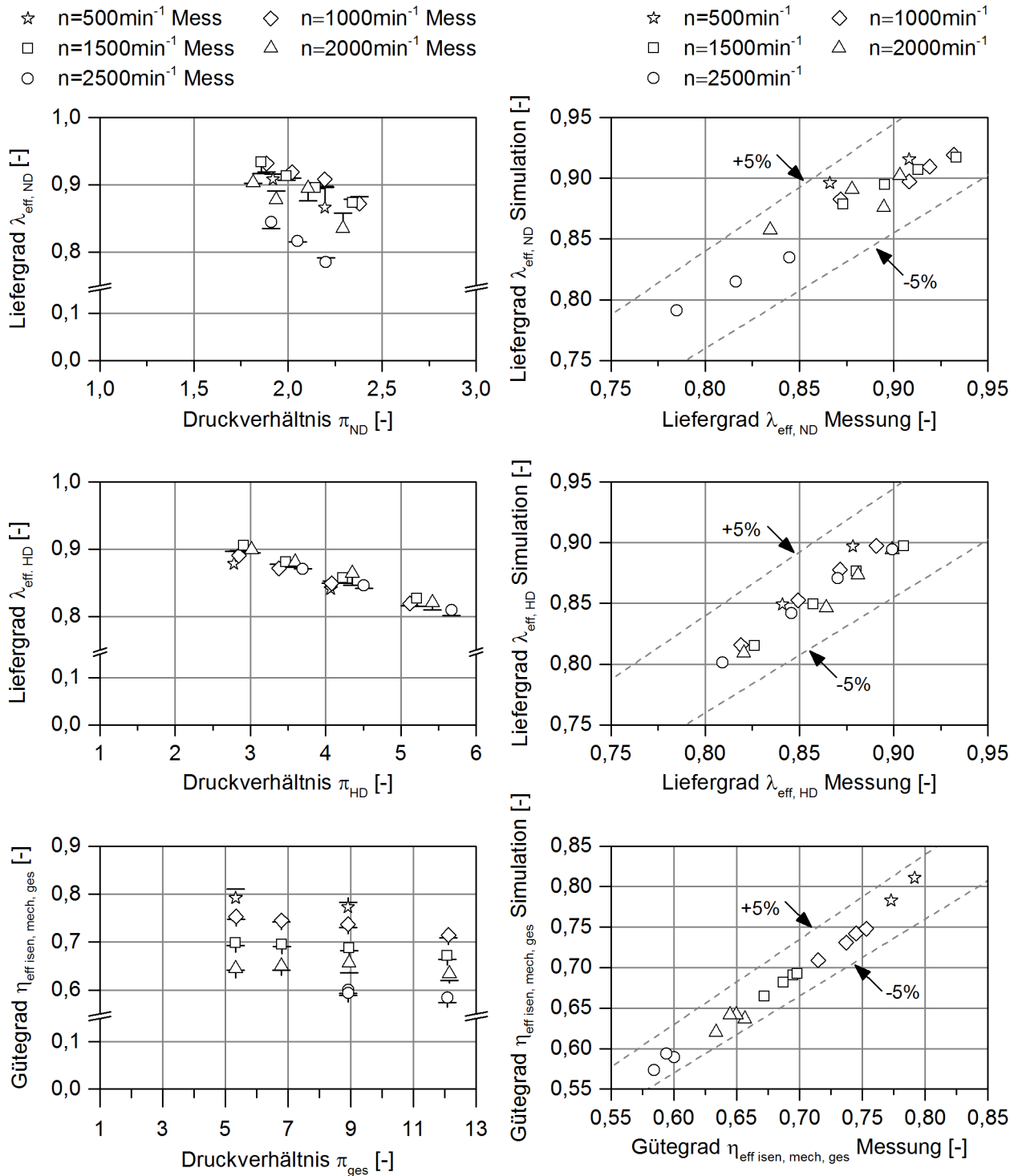


Abbildung C.4: Liefergrad  $\lambda_{\text{eff}}$  der ND- (oben) und der HD-Stufe (Mitte) sowie der effektiv isentroper Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{\text{eff isen, ges, mech}}$  (unten) des S4NPFR bei unterschiedlichen Drehzahlen.

Links: Kenngröße in Abhängigkeit des Druckverhältnisses.

Rechts: Vergleich von Messung und Simulation.

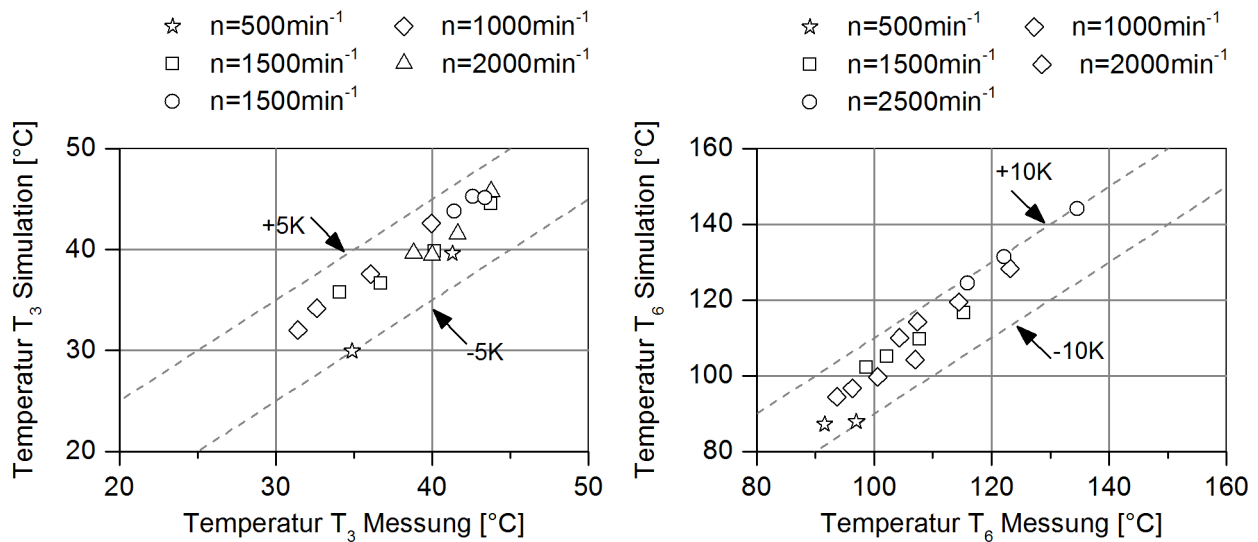


Abbildung C.5: Vergleich der Verdichteraustrittstemperaturen von Messung und Simulation. Links ist die Austrittstemperatur  $T_3$  der ND-Stufe und rechts die Austrittstemperatur  $T_6$  der HD-Stufe des S4NPFR dargestellt.

Tabelle C.5: Modellgenauigkeiten des zweistufigen offenen Hubkolbenverdichters S4NPFR.

Größe	Mittlerer absoluter Fehler		Standardabweichung	
	[-] bzw. [K]	[%]	[-] bzw. [K]	[%]
ND-Stufe S4NPFR: $\lambda_{\text{eff}}$	0,01	1,3	0,01	1,6
ND-Stufe S4NPFR: Austrittstemperatur $T_3$	1,7	4,5	2,0	5,6
HD-Stufe S4NPFR: $\lambda_{\text{eff}}$	0,01	0,7	0,01	0,9
HD-Stufe S4NPFR: Austrittstemperatur $T_6$	4,8	4,4	5,5	5,1
Gesamt S4NPFR: $\eta_{\text{eff isen, ges, mech}}$	0,01	1,9	0,02	2,3



### C.1.4 R1270-Verdichter

Der zweistufige offene Hubkolbenverdichter FZX40/600 von GEA Bock hat ein Hubvolumen pro Kolben in der ND- und HD-Stufe von  $V_{\text{Hub, ND}} = 162,5\text{cm}^3$  bzw.  $V_{\text{Hub, HD}} = 137,5\text{cm}^3$ . Weitere geometrische Angaben zu dem Verdichter sind ebenfalls nicht bekannt. Gegenüber R410A wird das Schadvolumen jetzt mit 1% des Hubvolumens gewählt, da ansonsten in der Simulation die gemessenen Massenströme nicht erreicht werden. Das Schadvolumen beträgt somit

$V_{\text{Schad, ND}} = 1,625\text{cm}^3$  und  $V_{\text{Schad, HD}} = 1,375\text{cm}^3$ . Die Gehäuseoberfläche wird erneut mit  $0,6\text{m}^2$  geschätzt. Die geometrischen und empirischen Koeffizienten sind in Tabelle C.3 zusammengestellt. Die empirischen Koeffizienten sind für beide Stufen bis auf  $A_{\text{Leck}}$  und  $K_{\text{Leck}}$  gleich. Externe Verdichtermessdaten liegen für diesen Verdichter in einem Drehzahlbereich von  $500\text{min}^{-1}$  bis  $2500\text{min}^{-1}$  vor.

Die Ergebnisse dieses Verdichters sind in Abbildung C.6 und in Abbildung C.7 zusammengestellt. Ihr Aufbau stimmt vollständig mit den Darstellungen aus Kapitel C.1.3 zum R410A-Verdichter überein. Die experimentellen Liefergrade der ND- und HD-Stufe nehmen mit steigendem Druckverhältnis und steigender Drehzahl ab. In einzelnen Punkten wird für eine Drehzahl von  $n = 2500\text{min}^{-1}$  ein höherer Liefergrad gemessen als für  $n = 2000\text{min}^{-1}$ , was nicht plausibel ist. Bis auf diese Messpunkte gibt das Modell das Betriebsverhalten weitgehend wieder, die Liefergrad-Abweichungen betragen für einen Großteil der Punkte weniger als 7% (siehe auch Abbildung C.6 rechts und Tabelle C.6).

Der effektiv isentrope Gesamtwirkungsgrad (Gütegrad)  $\eta_{\text{eff isen, mech}}$  ist erneut auf die mechanische Leistung bezogen. Er sinkt mit zunehmender Drehzahl deutlich ab, wozu in der Beziehung für die Reibung ( $\dot{Q}_{\text{Reib}}$  in Gl. (B.7)) die gleichen Abhängigkeiten wie für R410A gewählt werden. Es wird eine quadratische Steigerung der Reibwärme durch die isentrope Leistung sowie eine proportionale und quadratische Steigerung durch die Drehzahl angenommen (siehe auch Tabelle C.3). Die Abweichungen zwischen Messung und Simulation sind  $\leq 5\%$ , bei einem mittleren absoluten Fehler von 0,02 bzw. 2,2%.

Die Verdichteraustrittstemperaturen  $T_3$  und  $T_6$  sind in bekannter Weise in Abbildung C.7 dargestellt, links für die ND-Stufe und rechts für die HD-Stufe. In der Simulation kann die Verdichteraustrittstemperatur für die ND-Stufe in Abbildung C.7 in allen Punkten mit maximalen Abweichungen von 5K wiedergegeben werden. Für die HD-Stufe betragen die maximalen Abweichungen 10K.

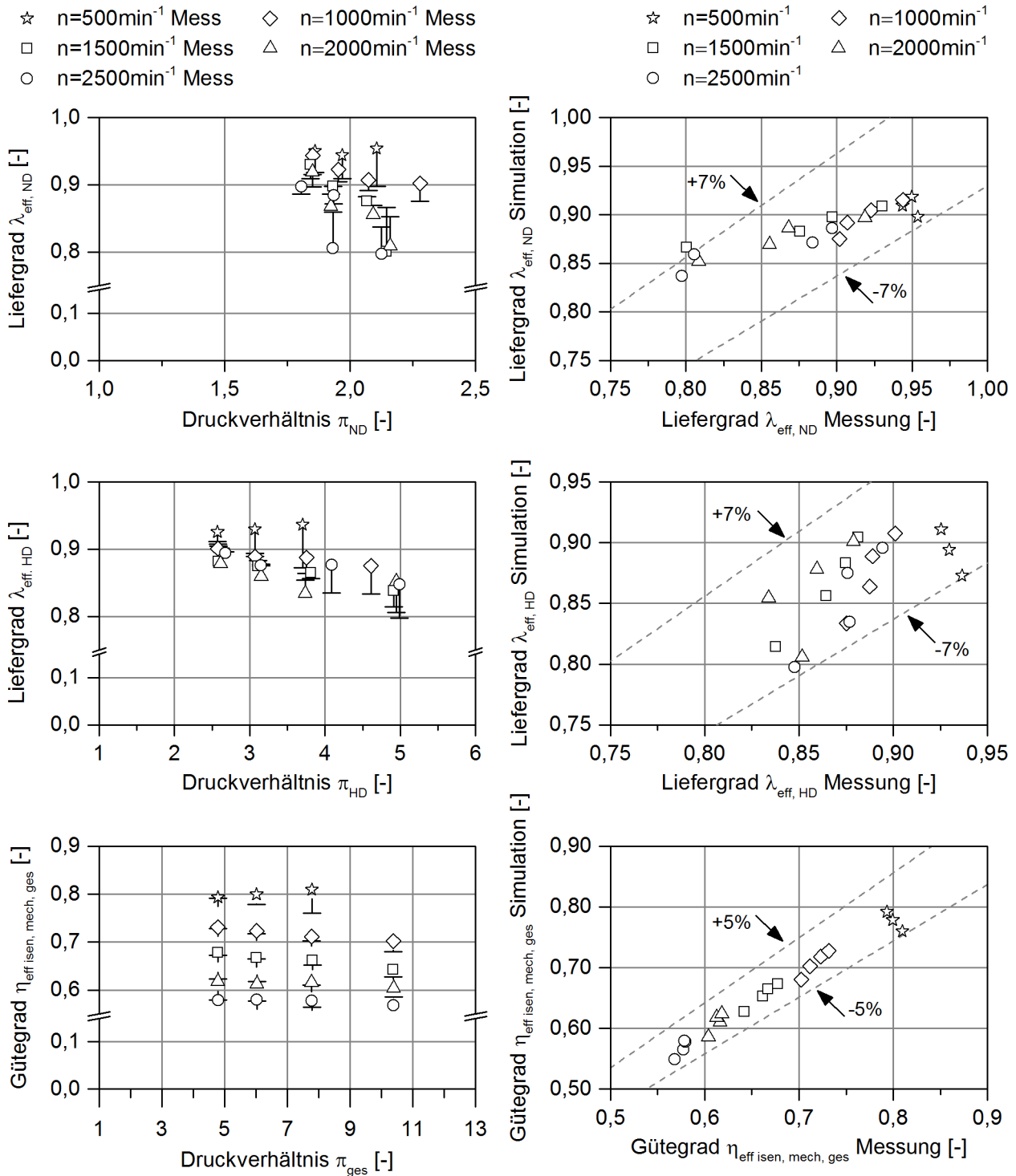


Abbildung C.6: Liefergrad der ND- (oben) und der HD-Stufe (Mitte) sowie der effektiv isentroper Wirkungsgrad  $\eta$  (unten) des FZX40/600 bei unterschiedlichen Drehzahlen. Links: Kenngröße in Abhängigkeit des Druckverhältnisses. Rechts: Vergleich von Messung und Simulation.

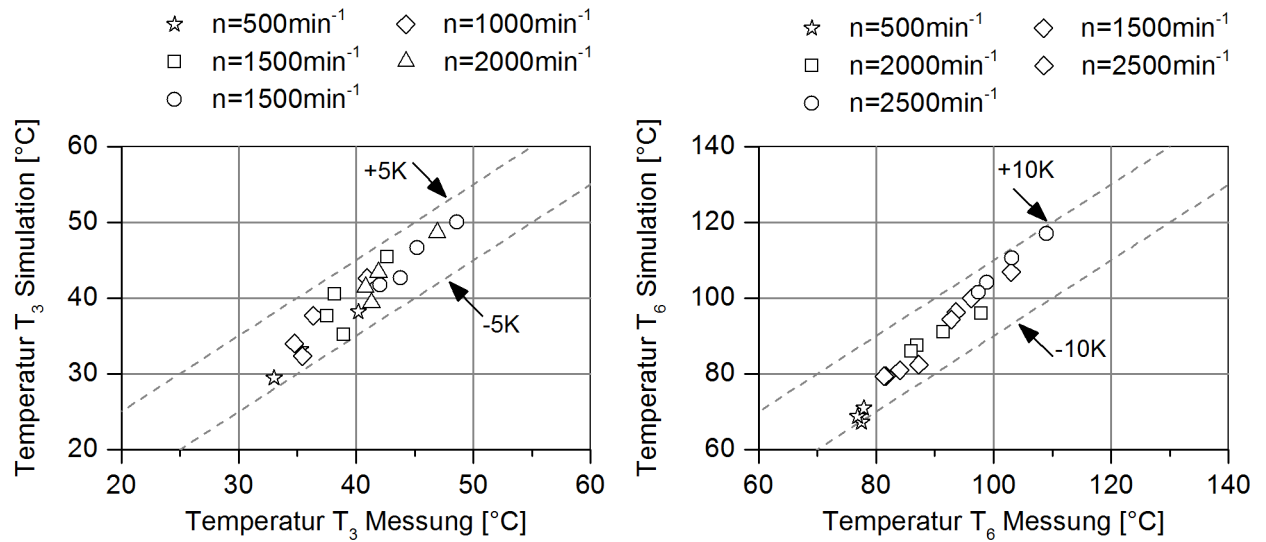


Abbildung C.7: Vergleich der Verdichteraustrittstemperatur Messung und Simulation. Links ist die Austrittstemperatur  $T_3$  der ND-Stufe und rechts die Austrittstemperatur  $T_6$  der HD-Stufe des FZX40/600 dargestellt.

Tabelle C.6: Modellgenauigkeiten des zweistufigen offenen Hubkolbenverdichters FZX40/600.

Größe	Mittlerer absoluter Fehler		Standardabweichung	
	[–] bzw. [K]	[%]	[–] bzw. [K]	[%]
ND-Stufe FZX40/600: $\lambda_{\text{eff}}$	0,03	3,2	0,03	3,9
ND-Stufe FZX40/600: Austrittstemperatur $T_3$	2,2	5,3	2,1	5,4
HD-Stufe FZX40/600: $\lambda_{\text{eff}}$	0,02	2,6	0,03	3,0
HD-Stufe FZX40/600: Austrittstemperatur $T_6$	4,8	5,0	5,0	5,1
Gesamt FZX40/600: $\eta_{\text{eff isen, ges, mech}}$	0,02	2,2	0,01	2,0

## C.2 Wärmeübertrager

Die numerischen R744-Wärmeübertrager werden mit experimentellen Messdaten der Versuchskälteanlage kalibriert. Die Modelle müssen nicht nur als Einzelkomponente abgestimmt sein, sie müssen auch im Kreislauf das beobachtete Verhalten wiedergeben. Daher werden die Wärmeübertrager im Gesamtkreislauf bzw. im Kreislaufmodell kalibriert. Hierzu werden insgesamt 33 Betriebspunkte der Kreislaufverschaltung „Kälte bei Niederdruck“ in einem weiten Betriebsbereich ausgewählt. Der Betriebsbereich umfasst Lufteintrittstemperaturen in die Gaskühler von 20°C bis 40°C, Lufteintrittstemperaturen in die Verdampfer von -20°C bis 0°C und Hochdrücke von 65bar bis 110bar.

Von den 33 Betriebspunkten umfassen 19 Punkte die beiden einstufigen halbhermetischen Hubkolbenverdichter im Drehzahlbereich zwischen 1000min<sup>-1</sup> bis 2100min<sup>-1</sup>. 14 Punkte sind Messungen mit einer kleineren Verdichtereinheit, womit auch minimale Kältemittelmassenströmen bis  $\dot{m}_G = 20\text{g/s}$  in den beiden Gaskühlern und  $\dot{m}_{V1} = 8\text{g/s}$  in Verdampfer 1 Berücksichtigung in der Kalibrierung der Wärmeübertrager finden. Auf die kleinere Verdichtereinheit wird in dieser Arbeit nicht gesondert eingegangen.

In den Kreislaufmodellen werden bestimmte Größen als Randbedingungen vorgegeben. Dies sind die Luftvolumenströme und die Eintrittstemperaturen der beiden Gaskühler und der drei Verdampfer, die Drehzahlen vom ND- und HD-Verdichter und der Dampfgehalt nach dem Niederdrucksammler. In der Simulation wird der Hochdruck nach Gaskühler 2  $p_{HD}$  und der im internen Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD) vollständig verdampfende Massenstrom geregelt. Alle genannten Parameter bzw. Führungsgrößen sind experimentell in jedem Betriebspunkt bekannt.

In den Wärmeübertragermodellen werden die Beziehungen aus der Fachliteratur zum Druckverlust und zum Wärmeübergang aus Kapitel 4.1.3 durch empirische Koeffizienten gewichtet. Diese sind in Tabelle C.9 angegeben. Die nachfolgend angegebenen Messstellen und deren Nummerierungen beziehen sich auf das Fließbild der Versuchskälteanlage aus Abbildung 3.1. Die Kalibrierung für die Komponenten Gaskühler und Verdampfer ist nachfolgend detailliert dargestellt.

### Gaskühler

In den beiden Gaskühlern erfolgt jeweils im Gegenstrom eine Wärmeübertragung vom Kältemittel an die Umgebung, wobei das Kältemittel abkühlt. Die Wirksamkeit der Gaskühler wird danach beurteilt, wie weit sich die Temperaturen auf der Luft- und der Kältemittelseite beim Austritt des Kältemittels bei variablen Massenströmen angenähert haben.

Die Temperaturdifferenzen zwischen Lufteintritt und Kältemittelaustritt am Gaskühler 1 ( $T_8 - T_{150}$ ) und Gaskühler 2 ( $T_9 - T_{160}$ ) sind in Abbildung C.8 links oben in Abhängigkeit vom Massenstrom aufgetragen, sowohl als Messwerte (Symbole) als auch als Simulationsergebnisse (waagerechte Linie). Die Abweichungen sind in vielen Fällen so gering, dass beide Werte innerhalb der Symbol-Fläche bleiben und die Simulationsergebnisse nicht sichtbar werden. Eine andere Darstellungsweise ist auf der rechten Seite von Abbildung C.8 oben gewählt, wo die

Mess- und Simulationswerte auf der x- und y-Achse aufgetragen sind. In der Simulation bleiben die Abweichungen aller Punkte innerhalb der Bandbreite  $\pm 1\text{K}$ .

Die Druckverluste auf der Kältemittelseite über beide Gaskühler ( $p_7 - p_9$ ) sind nicht für alle ausgewählten Betriebspunkte bekannt. Sie sind in Abbildung C.8 unten für die Mess- und Simulationswerte aufgetragen. Die Darstellungsweise ist identisch zur Temperaturdifferenz. Die Abbildung zeigt links die Druckverluste ( $p_7 - p_9$ ) in Abhängigkeit vom Massenstrom, mit den gleichen Einschränkungen hinsichtlich der Sichtbarkeit der Simulationswerte wie für die Temperaturdifferenzen. Mess- und Simulationswerte sind unten rechts von Abbildung C.8 auf der x- und y-Achse zusammen mit  $\pm 0,1\text{bar}$ -Abweichungsgeraden aufgetragen.

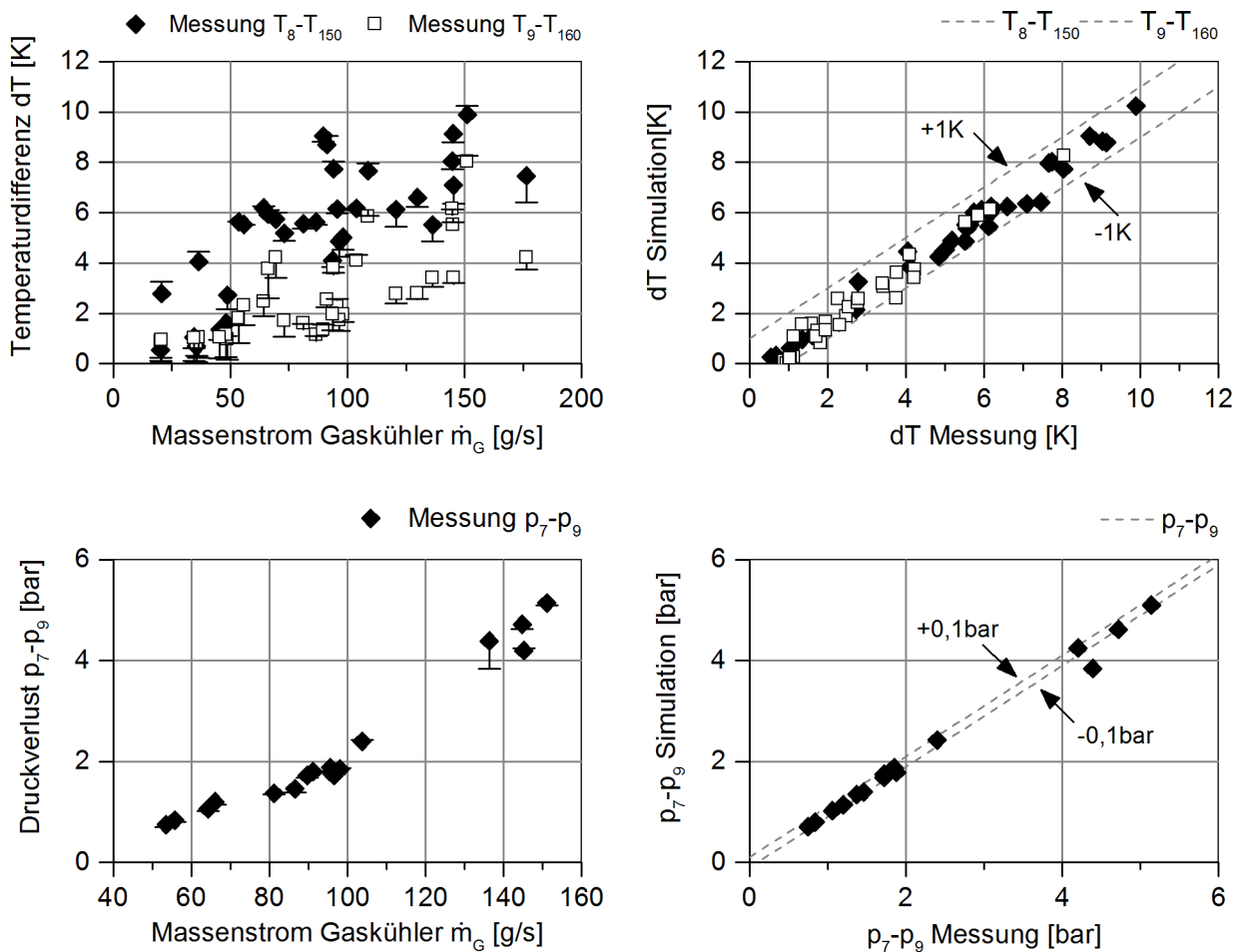


Abbildung C.8: Temperaturdifferenz zwischen Lufteintritt und Kältemittelaustritt des Gaskühlers 1 ( $T_8 - T_{150}$ ) und Gaskühler 2 ( $T_9 - T_{160}$ ) oben und Druckverlust in den beiden Gaskühlern ( $p_7 - p_9$ ) unten.

Tabelle C.7: Genauigkeit der beiden Gaskühler 1 und 2.

Größe	Messung	Mittlerer absoluter Fehler	Standardabweichung
Temperaturdifferenz ( $T_8 - T_{150}$ ) [K]	0,6 bis 9,9	0,3	0,4
Temperaturdifferenz ( $T_9 - T_{160}$ ) [K]	0,9 bis 8,0	0,5	0,4
Druckverlust ( $p_7 - p_9$ ) [bar]	0,44 bis 5,14	0,06	0,13

Im Gaskühler 1 und Gaskühler 2 werden im Experiment Temperaturdifferenzen zwischen Luft und Kältemittel von maximal 10K bzw. maximal 8K gemessen. D.h. die Kältemittelaustrittstemperatur von Gaskühler 2 überschreitet die Luftertrittstemperatur um maximal 8K. Hohe Temperaturdifferenzen deuten allgemein auf Leistungsgrenzen der Wärmeübertrager hin. Das thermische und hydraulische Verhalten (Temperaturdifferenz bzw. Druckverlust) wird vom Modell gut reproduziert. Die Abweichungen zwischen Mess- und Rechenwerten sind hinreichend genau, wie auch Tabelle C.7 zu entnehmen ist.

### Verdampfer

Die Beurteilung der Modellgüte der drei geometrisch identischen Verdampfer erfolgt erneut anhand der Temperaturdifferenzen und der Druckverluste. Das thermische und hydraulische Verhalten der drei Verdampfer ist bei gleichen Einsatzbedingungen ebenfalls gleich. Daher erfolgt die Kalibrierung nur für Verdampfer 1.

Die Form der Ergebnisdarstellung wird von den Gaskühlern übernommen. Die Temperaturdifferenzen zwischen Kältemiteleintritt und Luftaustritt ( $T_{110} - T_{15}$ ) sind in Abbildung C.9 oben links in Abhängigkeit vom Massenstrom aufgetragen, sowohl die Messwerte (Symbole) als auch die Simulationswerte (waagerechte Linie). Die gemessenen Temperaturdifferenzen variieren je

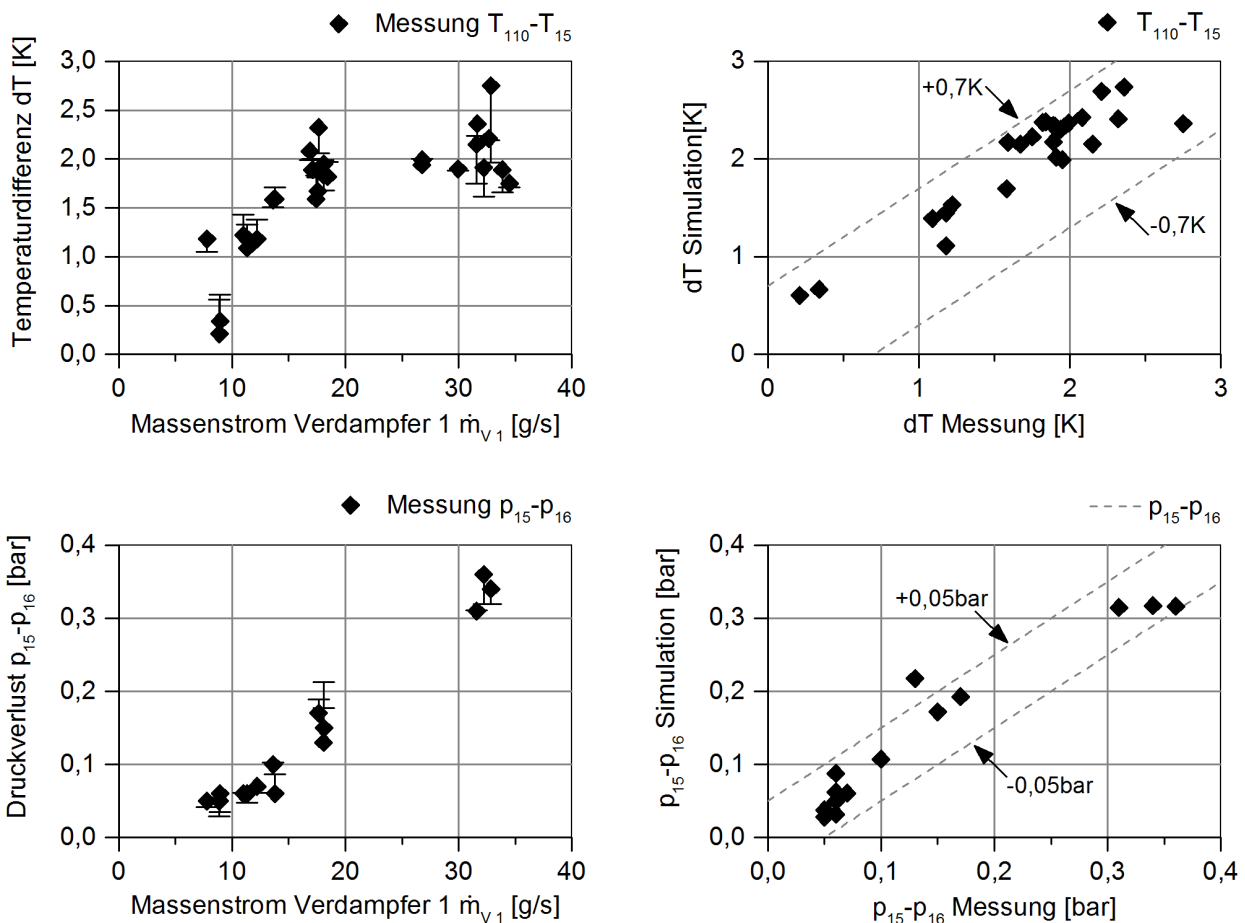


Abbildung C.9: Temperaturdifferenz zwischen Kältemiteleintritt und Luftaustritt von Verdampfer 1 ( $T_{110} - T_{15}$ ) oben und Druckverlust im Verdampfer 1 ( $p_{15} - p_{16}$ ) unten.

Tabelle C.8: Genauigkeit von Verdampfer 1.

Größe	Messung	Mittlerer absoluter Fehler	Standard- abweichung
Temperaturdifferenz ( $T_{110} - T_{15}$ ) [K]	0,2 bis 2,8	0,1	0,2
Druckverlust ( $p_{15} - p_{16}$ ) [bar]	0,06 bis 0,36	0,02	0,03

nach Lastpunkt zwischen 0,2K und 2,8K. Die Temperaturdifferenzen der Messung und Simulation sind in Abbildung C.9 oben rechts als Vergleich zwischen Messung und Simulation gemeinsam mit  $\pm 0,7$ K-Abweichungsgeraden aufgetragen. Die Abweichungen zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen bleiben für alle Punkte innerhalb der Bandbreite  $\pm 0,7$ K, der mittlere Fehler beträgt 0,1K (siehe Tabelle C.8).

Die Druckdifferenz ( $p_{15} - p_{16}$ ) ist nicht für alle ausgewählten Betriebspunkte bekannt. Die Ergebnisse der Messung und Simulation sind in Abbildung C.9 unten in gleicher Weise wie für die Temperaturdifferenz aufgetragen. Auf der rechten Seite von Abbildung C.9 unten sind  $\pm 0,05$ bar-Abweichungsgeraden eingezeichnet. Diese schließen alle Messpunkte ein, bis auf eine Ausnahme.

### C.3 Gesamtkreislaufmodell

Die Randbedingungen und die empirischen Koeffizienten der praxisnahen zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kältemittelkreisläufe aus Abbildung 5.3 aus Abbildung 5.4 sind in Tabelle C.9 zusammengestellt. Die empirischen Koeffizienten der Verdichtermodelle sind in Tabelle C.2 und Tabelle C.3 gegeben und daher nicht erneut in Tabelle C.9 aufgeführt. In der zweistufigen R744-Versuchskälteanlage aus Kapitel 3 werden für die beiden internen Wärmeübertrager IWT MD und IWT ND Plattenwärmeübertrager verwendet. Diese sind im Modell als Koaxialrohr-Wärmeübertrager ausgeführt, daher ist der Faktor Druckverlust  $k_{\Delta p}$  deutlich höher als für andere Komponenten.

Tabelle C.9: Randbedingungen und empirische Koeffizienten der praxisnahen zweistufigen R744-, R1270- und R410A-Kältemittelkreisläufe für beide Kreislaufverschaltungen. Die äußeren geometrischen Abmessungen der Wärmeübertrager ist für alle drei Kältemittel gleich, deren Angaben in Tabelle 3.2 gegeben sind.

Beschreibung	R744	R1270	R410A
<i>Verdichter</i>			
Modell	HAX2/70-4CO2T, HAX2/90-4CO2T	FZX40/600	S4NPFR
$\Delta p_{v \text{ Filter}}$			
Effektive Querschnittsfläche: $A_{\text{eff}}$ [m <sup>2</sup> ] <sup>*1)</sup>	9e-5	14,85e-5	16,65e-5
<i>Gaskühler 1 bzw. Verflüssiger 1</i>			
Geometrie	Für alle drei Kältemittel gleich, siehe Tabelle 3.2		
Anzahl paralleler Kältemittelpfade [-]	4	6	6
Volumenstrom Luft $\dot{V}_{\text{Luft}}$ [m <sup>3</sup> /h]	1,22	1,22	1,22
Faktor Druckverlust KM-Seite $k_{\Delta p}$ [-]	3,3	3,3	3,3
Faktor Wärmeübergang KM-Seite $k_{\alpha}$ [-]	0,6	0,6	0,6
<i>Gaskühler 2 bzw. Verflüssiger 2</i>			
Geometrie	Für alle drei Kältemittel gleich, siehe Tabelle 3.2		
Anzahl paralleler Kältemittelpfade [-]	3	5	5
Volumenstrom Luft $\dot{V}_{\text{Luft}}$ [m <sup>3</sup> /h]	0,7	0,7	0,7
Faktor Druckverlust KM-Seite $k_{\Delta p}$ [-]	3,3	3,3	3,3
Faktor Wärmeübergang KM-Seite $k_{\alpha}$ [-]	0,6	0,6	0,6
$\dot{Q}_{\text{Druckleitung}}$			
Faktor Wärmeübergang $k_{\alpha}$ [-]	0,2	0,2	0,2
Wärmeübertragungsfläche [m <sup>2</sup> ] <sup>*1)</sup>	0,042	0,042	0,042



*Interner Wärmeübertrager bei Mitteldruck (IWT MD)*

Faktor Druckverlust (HD) $k_{\Delta p}$ [-]	80	80	80
Faktor Wärmeübergang (HD) $k_{\alpha}$ [-]	1,1	1,1	1,1
Faktor Druckverlust (MD) $k_{\Delta p}$ [-]	80	80	80
Faktor Wärmeübergang (MD) $k_{\alpha}$ [-]	1,7	1,7	1,7

*Interner Wärmeübertrager bei Niederdruck (IWT ND)*

Faktor Druckverlust (HD) $k_{\Delta p}$ [-] <sup>*1)</sup>	0	0	0
Faktor Wärmeübergang (HD) $k_{\alpha}$ [-]	1,1	1,1	1,1
Faktor Druckverlust (MD) $k_{\Delta p}$ [-] <sup>*1)</sup>	0	0	0
Faktor Wärmeübergang (MD) $k_{\alpha}$ [-]	1,7	1,7	1,7

*Verdampfer 1*

Geometrie	Für alle drei Kältemittel gleich, siehe Tabelle 3.2		
Anzahl paralleler Kältemittelpfade [-]	6	13	13
Volumenstrom Luft $\dot{V}_{\text{Luft}}$ [m³/h]	0,97	0,97	0,97
Faktor Druckverlust KM-Seite $k_{\Delta p}$ [-]	19	19	19
Faktor Wärmeübergang KM-Seite $k_{\alpha}$ [-]	1,4	1,4	1,4

*Verdampfer 2+3*

Länge [mm]	605,0	605,0	605,0
Breite [mm]	346,4	346,4	346,4
Höhe [mm]	500,0	500,0	500,0
Lamellenwärmeübertragungsfläche [m²]	45,6	45,6	45,6
Innendurchmesser [mm]	7,2	7,2	7,2
Anzahl Rohre [-]	260	260	260
Anzahl paralleler Kältemittelpfade [-]	12	26	26
Volumenstrom Luft $\dot{V}_{\text{Luft}}$ [m³/h]	1,94	1,94	1,94
Faktor Druckverlust KM-Seite $k_{\Delta p}$ [-]	19	19	19
Faktor Wärmeübergang KM-Seite $k_{\alpha}$ [-]	1,4	1,4	1,4

*$\Delta p_v$  Saugleitung*

Effektive Querschnittsfläche: $A_{\text{eff}}$ [m²] <sup>*1)</sup>	4,2e-5	8,4e-5	9,24e-5
--	--------	--------	---------

<sup>\*1)</sup>: empirischer Koeffizient ist aufgrund der Modifikationen aus Kapitel 5.2.1 gegenüber der Kalibrierung aus Kapitel 4.2 geändert.

## D Literaturverzeichnis

- ATP-Übereinkommen, Norm, 13.11.2014: Agreement on the international carriage of perishable foodstuffs and on the special equipment to be used for such carriage (ATP).
- Baehr, H. D. (1996): Thermodynamik. Eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen. 9. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer-Verlag.
- Baehr, H. D.; Kabelac, S. (2012): Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen. 15. Auflage. Berlin [u.a.]: Springer Vieweg.
- Baehr, H. D.; Stephan, K. (2010): Wärme- und Stoffübertragung. 7., neu bearbeitete Auflage. Berlin [u.a.]: Springer.
- Baehr, Hans Dieter; Stephan, K.; Baehr-Stephan; Stephan, Karl (2004): Wärme- und Stoffübertragung. 4., neu bearb. und erw. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer.
- Becken, K.; Graaf, D. de; Elsner, C.; Hoffmann, G.; Krüger, F.; Martens, K. et al. (2010): Fluorierte Treibhausgase vermeiden. Wege zu Ausstieg. Hg. v. Umweltbundesamt.
- Beshr, M.; Aute, V.; Fricke, B.; Rademacher, R. (2014): An evaluation of the environmental impact of commercial refrigeration systems using alternative refrigerants. 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. London, Great Britain.
- Burke, M.; Grosskopf, P. (2011): Development of environmentally friendly transport refrigeration machines. International Congress of Refrigeration 2011. Prague, Czech Republic.
- Carrier Transicold (März 2017): Gelungener Start des CO<sub>2</sub>-Prototypen-Tests, ras kommunikation, Op'n Dörp 6, 24217 Barsbek.
- Cavallini, A.; Cecchinato, L.; Corradi, M.; Fornasieri, E.; Zilio, C. (2005): Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis. In: *International Journal of Refrigeration* 28, S. 1274–1283.
- Cavallini, A.; Zilio, C. (2007): Carbon dioxide as a natural refrigerant. In: *International Journal of Low-Carbon Technologies* 2, S. 225–249.
- Cecchinato, L.; Chiarello, M. (2009): Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. In: *International Journal of Refrigeration* 32, S. 1058–1067.
- Choi, K.; Pamitran, A.S.; Oh, C.; Oh, J. (2007): Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO<sub>2</sub> in horizontal smooth minichannels. In: *International Journal of Refrigeration* 30, S. 1336–1346.
- Clodic, D.; Barrault, S. (2011): 1990 to 2010 refrigerant inventories for Europe Previsions on banks and emissions from 2006 to 2030 for the European Union. Final Report.

- Colbourne, D.; Solomon, S.; Wilson, R. et al. (2016): Development of R290 transport refrigeration system. 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference. Edinburgh, United Kingdom.
- Cube, H von; Steimle, F.; Lotz, H.; Kunis, J. (1997a): Lehrbuch der Kältetechnik. Band 1. 4., völlig überarb. Aufl. Karlsruhe: C. F. Mueller.
- Cube, H von; Steimle, F.; Lotz, H.; Kunis, J. (1997b): Lehrbuch der Kältetechnik. Band 2. 4., völlig überarb. Aufl. Karlsruhe: C. F. Mueller.
- Deneke, K. (2004): Nutzungsorientierte Fahrzeugkategorien im Straßenwirtschaftsverkehr. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Verkehr und Stadtbauwesen.
- DIN EN 378-1, Entwurf, 20.01.2014: Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen.
- DIN EN 590, Norm, 04.2014: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Dieselmotorkraftstoff - Anforderungen und Prüfverfahren.
- DIN EN 1861, Norm, Juli 1998: Kälteanlagen und Wärmepumpen - Systemfließbilder und Rohrleitungs- und Instrumentenfließbilder - Gestaltung und Symbole.
- DIN 8958-1, Norm, September 2009: Leistungs- und Funktionsprüfung von Kühleinrichtungen für wärmeisolierte Beförderungsmittel - Teil 1: Transportkältemaschinen mit Ventilatorluftkühler.
- DIN 8959, Norm, September 2000: Wärmeisolierte Beförderungsmittel für Lebensmittel.
- DIN 19685-1, Norm, Mai 1997: Klimatologische Standortuntersuchung - Ermittlung der meteorologischen Größen.
- Doi, T.; Noguchi, A. (2003): Two-evaporator refrigerator having a controlled variable throttler. U.S. Patent: 6715305 B2.
- Domanski, P. A. (1995): Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector. NIST Interagency Report 5606. National Institute of Standards and Technology. Gaithersburg, MD.
- Eggleston, S.; Buendia, L.; Miwa, K.; Ngara, T.; Tanabe, K. (2006): 2006 IPCC Guideline for National Greenhouse Gas Inventories. Volume 3. Industrial Processes and Product Use. Hg. v. Intergovernmental Panel on Climate Change.
- (EG) Nr. 561/2006. Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union: Verordnung (EG) Nr. 561/2006 zur Harmonisierung bestimmter Sozialvorschriften im Straßenverkehr, vom 15.03.2006.
- Elliott, M. S.; Rasmussen, B. P. (2008): Model-Based Predictive Control of a Multi-Evaporator Vapor Compression Cooling Cycle. 2008 American Control Conference. Seattle, Washington, USA.

- Elliott, M. S.; Rasmussen, B. P. (2009): A Model-Based Predictive Supervisory Controller for Multi- Evaporator HVAC Systems. 2009 American Control Conference (ACC). Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA.
- (EU) Nr. 517/2014. Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union: Verordnung (EU) Nr. 517/2014 über fluorierte Treibhausgase, vom 16.04.2014.
- Finckh, O.; Kolda, M.; Kujak, S. (2016): Manufacturers experiences with developing transport applications using natural refrigerants. 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference. Edinburgh, United Kingdom.
- Forster, P.; Ramaswamy, V.; Artaxo, P.; Bernsten, T.; Betts, R.; Fahey, D. W. et al. (2007): Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing. Direct Global Warming Potentials. Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Hg. v. S. Solomon, D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K. B. Averyt, et al. IPCC. Cambridge, New York.
- Försterling, Sven (2003): Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub>-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Frigoblock Großkopf GmbH (September 2010): Kältehybrid. Inverter-Technologie. IAA Nutzfahrzeuge 2014. Hannover.
- Ge, Y. T.; Tassou, S. A. (2011): Performance evaluation and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model “SuperSim”. Part II: Model applications. In: *International Journal of Refrigeration* 34, S. 540–549.
- Gigiel, A. (1997): Predicting food temperatures in refrigerated transport. International Institute of Refrigeration (Proceedings of the Institute of Refrigeration).
- Glöckner, D. (2010): Sozialvorschriften im Straßenverkehr – Ergebnisse der Überwachung der Lenk- und Ruhezeiten des Fahrpersonals. Hg. v. sicher ist sicher-Arbeitsschutz aktuell.
- Gräber, M. (2013): Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Hallenbeck, M.; Rice, M.; Smith, B.; Cornell-Martinez, C. (1997): Vehicle volume distributions by classification (FHWA-PL-97-025).
- Harr, T.; Mack, E.; Schulz, R.; Schmid, W. (1998): Der neue Sechszylinder-Dieselmotor OM 906 LA von Daimler-Benz. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 59.
- Heap, R. (2010): Guide to refrigerated transport. 2nd Edition.
- Hegar, M.; Kolda, M. (2015): Test report #41. Systems Drop-In Tests of Refrigerant Blend DR-34 (R-452A) in a Trailer Refrigeration Unit Designed for R-404A. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institut (AHRI).
- Heinrich, L. (2012): Analyse eines zweistufigen Kältekreislaufs unter besonderer Betrachtung des internen Wärmeübertragers. Bachelorarbeit. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.

- Hoffmann, G. (2012): Handbuch der Messtechnik. 4., neu bearbeitete Auflage: Carl Hanser Verlag.
- Jakobsen, A.; Neksa, P. (1998): Carbon dioxide in marine refrigeration applications. Earth Technologies Forum Conference. Washington, DC, USA.
- Kairouani, L.; Elakhdar, M.; Nehdi, E.; Bouaziz, N. (2009): Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement. In: *International Journal of Refrigeration* 32, S. 1173–1185.
- Kim, Man-Hoe; Pettersen, Jostein (2004): Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 30, S. 119–174.
- König, H.; Bararu, M. (2014): Risk assessment for reefer containers with flammable refrigerants. 11th IIR Gustav Lorenzen Conference on Natural Refrigerants. Hangzhou, China.
- König, H.; Enkemann, T. (2013): Risk assessment and standards survey for use of flammable refrigerants in transport refrigeration application. 2st IIR International Cold Chain Conference. Paris, France.
- Kopecka, M.; Hegar, M.; Sulc, V.; Berge, J. (2013): Test report #9. Systems Drop-In Tests of Refrigerant Blends L-40, DR-7 and ARM-30a in a Trailer Refrigeration Unit Designed for R-404A. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institut (AHRI).
- Kraftfahrt-Bundesamt (KBA) (2014): Verkehr deutscher Lastkraftfahrzeuge (VD). Inlandsverkehr Jahr 2013.
- Kraftfahrt-Bundesamt (KBA) (2015): Fahrzeugzulassungen (FZ). Bestand an Nutzfahrzeugen, Kraftfahrzeugen insgesamt und Kraftfahrzeuganhängern nach technischen Daten (Größenklassen, Motorisierung, Fahrzeugklassen und Aufbauarten) 1. Januar 2015. FZ 25.
- Kuijpers, L.; Peixoto, R. (2014): 2014 Report of the refrigeration, air conditioning and heat pumps. Technical options committee. Assessment. UNEP.
- Kujak, S.; Berge, J.; Majurin, J. et al. (2015): Assessment of next generation refrigerant R452A to replace R404A for transport refrigeration products. International Congress of Refrigeration. Yokohama, Japan.
- Kujak, S.; Srichai, R.; Schultz, K. (2014): Assessment of Life Cycle Climate Performance (LCCP) Tools for HVACR Applications with the Latest Next Generation Refrigerant Technology. 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, USA.
- Lemke, N. C. (2005): Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO<sub>2</sub>. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Li, W. (2012): Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation. In: *International Journal of Refrigeration* 35, S. 1722–1733.
- Liao, S.M.; Zhao, T.S.; Jakobsen, A. (2000): A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. In: *Applied Thermal Engineering* 20, S. 831–841.

- Llopis, R.; Sánchez, D.; Sanz-Kock, C.; Cabello, R.; Torrella, E. (2015): Energy and environmental comparison of two-stage solutions for commercial refrigeration at low temperature: Fluids and systems. In: *Applied Energy* 138, S. 133–142.
- Lucas, C. (2014): Untersuchung der Betriebscharakteristik von zweiphasigen CO<sub>2</sub> Ejektoren. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Manole, D. (2006): On the optimum inter-stage parameters for CO<sub>2</sub> transcritical systems. 7th IIR Gustav Lorenzen Conference on Natural Working Fluids. Trondheim, Norway.
- Mark W. Spatz, Samuel F. Yana Motta (2004): An evaluation of options for replacing HCFC-22 in medium temperature refrigeration systems. In: *International Journal of Refrigeration* 27, S. 475–483.
- Martínez-Ballester, S.; González-Macia, J.; Corberán, J. M. (2011): Optimum performance of external intercooling two stage cycles with real compressor curves. International Conference of Refrigeration. Prague, Czech Republic.
- Mathison, Margaret M.; Braun, James E.; Groll, Eckhard A. (2011): Performance limit for economized cycles with continuous refrigerant injection. In: *International Journal of Refrigeration* 34, S. 234–242.
- Matzarakis, A. (2001): Die thermische Komponente des Stadtklimas. Habilitation. Universität Freiburg. Meteorologisches Institut der Universität Freiburg.
- Mena, C.; Stevens, G. (2010): Delivering Performance in Food Supply Chains. Reducing the external costs of food distribution in the UK.
- Michineau, T.; Cavalier, G.; Devin, E. (2014a): Evaluation of French fleet of refrigerated equipment. 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. London, Great Britain.
- Michineau, T.; Cavalier, G.; Devin, E. (2014b): F-gases in refrigerated transport. 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. London, Great Britain.
- Mitsubishi Heavy Industries, LTD.: Mitsubishi transport refrigeration unit. Service manual TU 100SAE.
- Mohanraj, M.; Muraleedharan, C.; Jayaraj, S. (2010): A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units. In: *International Journal of Energy Research* 35, S. 647–669.
- Möhlenkamp, A; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2013a): Energetische Optimierung einer zweistufigen Laboranlage mit R744 für die Transportkühlung. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2013. Hannover.
- Möhlenkamp, A; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2013b): Experimental investigation of a R-744 two-stage compressor cycle for transport refrigeration. 2st IIR International Cold Chain Conference. Paris, France.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2011): Energetische Effizienz zweistufiger Transportkälteanlagen. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2011. Aachen.

- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2012): Experimentelle Untersuchung einer zweistufigen Transportkälteanlage mit R744. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2012. Würzburg.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2014a): Comparison of different refrigerants for a two-stage transport refrigeration system. 3rd IIR International Cold Chain Conference. London, Great Britain.
- Möhlenkamp, A.; Lemke, N. C.; Köhler, J. (2014b): Vergleich von Kältemitteln für eine zweistufige Transportkälteanlage anhand ihrer Treibhausgasemissionen. Deutsche Kälte- und Klimatagung 2014. Düsseldorf.
- Nasuta, D.; Srichai, R.; Martin, C. (2014): Life cycle climate performance model for transport refrigeration/air conditioning systems. 3rd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. London, Great Britain.
- Navarro, E.; Granryd, E.; Urchueguía, J.F.; Corberán, J.M. (2007): A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors. In: *International Journal of Refrigeration* 30, S. 1254–1265.
- Ouadha, A.; En-Nacer, M.; Adjlout, L.; Imine, O. (2005): Exergy analysis of a two-stage refrigeration cycle using two natural substitutes of HCFC22. In: *International Journal of Exergy* 2, S. 14–30.
- Papasavva, S.; Hill, W. R.; Brown, R. (2008): GREEN-MAC-LCCP®: A Tool for Assessing Life Cycle Greenhouse Emissions of Alternative Refrigerants. In: *SAE SP 10 10*, S. 7–18. DOI: 10.4271/2008-01-0828.
- Parthier, R. (2008): Messtechnik. Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik für alle technischen Fachrichtungen und Wirtschaftsingenieure. 4. verbesserte Auflage: Vieweg Verlag.
- Peuker, J. M.; Hrnjak, P. S. (2008): Investigation to Improve Efficiency of Transcritical R744 Two-Stage Vapor Compression Systems. International Refrigeration and air Conditioning Conference. Purdue, USA.
- Pielsticker, S. (2011): Modellierung und Simulation eines wärmegeprägten Transportbehälters. Bachelorarbeit. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Plank, Rudolf (1988): Handbuch der Kältetechnik. Berlin [u.a.]: Springer Verlag (Sechster Band / Teil B).
- Poolmann, C.; Papas, P.; Ruscignuolo, G.; Eddy, R. (2016): Low GWP refrigerants in transport refrigeration: risk and benefit assessment of flammable and mildly flammable alternatives. 12th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference. Edinburgh, United Kingdom.
- Pöttker, G. (2012): Potentials for COP increase in vapor compression systems. Dissertation. University of Illinois.

- Rachek, A.; Sartre, V.; Bonjour, J. (2010): Dynamic simulation of the refrigerated compartment of a truck coupled with its refrigeration system. 1st IIR International Cold Chain Conference. Cambridge, Great Britain.
- Remund, J.; Müller, S.; Kunz, S.; Schilter, C. (2012): meteonorm. Global Meteorological Database, Version 7. Handbook Part 1: Software. Hg. v. Meteotest.
- Richter, C. C. (2008): Proposal of New Object-Oriented Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Sarkar, J.; Bhattacharyya, Souvik; Gopal, M.R. (2004): Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. In: *International Journal of Refrigeration* 27, S. 830–838.
- Sawalha, Samer (2008): Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration. Dissertation. KTH Royal institute of technology. Applied Thermodynamics and Refrigeration.
- Schwarz, W.; Leisewitz, A.; Gschrey, B.; Herold, A.; Gores, S.; Papst, I. et al. (2010): Preparatory study for a review of Regulation (EC) NO 842/2006 on certain fluorinated greenhouse gases. Annexes to the Final Report. European Commission.
- Shafiei, S. E.; Rasmussen, H.; Stoustrup, J. (2013): Model Predictive Control for a Thermostatic Controlled System. European Control Conference (ECC). Zürich, Switzerland.
- Shafiei, S. E.; Stoustrup, J.; Rasmussen, H. (2014): Model Predictive Control for Flexible Power Consumption of Large-Scale Refrigeration Systems. 2014 American Control Conference (ACC). Portland, Oregon, USA.
- Shilliday, J.A. (2012): Investigation and optimisation of commercial refrigeration cycles using the natural refrigerant CO<sub>2</sub>. Dissertation. School of Engineering and Design, Brunel University.
- Shin, E.; Park, C.; Cho, H. (2014): Theoretical analysis of performance of a two-stage compression CO<sub>2</sub> cycle with two different evaporating temperatures. In: *International Journal of Refrigeration* 47, S. 164–175.
- Smyth, S.; Finn, D. P.; Brophy, B. (2010): Performance Evaluation of an Economised Indirect Multi-Temperature Transport Refrigeration System. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Purdue, USA.
- Sonnekalb, M. (2002): Einsatz von Kohlendioxid als Kältemittel in Busklimaanlagen und Transportkälteanlagen, Messung und Simulation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Sonnekalb, M.; Saiz, S. (2004): Transport refrigeration using carbon dioxide in transcritical compression cycle. The Earth Technologies Forum. Washington C. D., USA.
- Srinivasan (2011): Identification of optimum inter-stage pressure for two-stage transcritical carbon dioxide refrigeration cycles. In: *The Journal of Supercritical Fluids* 58, S. 26–30.



- Strupp, N. C. (2011): Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen. Dissertation. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Strupp, N. C.; Lemke, N.; Tegethoff, W.; Köhler, J. (2007): Investigation of low pressure accumulators in CO<sub>2</sub> refrigeration cycles. ICR07-E1-1480. International Congress of Refrigeration. Beijing, China.
- Strupp, N. C.; Lemke, N. C. (2010): Klimatische Daten und Pkw-Nutzung. Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien. Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) (FAT-Schriftreihe, 224).
- Stumpf, A. (2013): Refrigeration units powered by the truck engine benefits of new electrical architectures. 2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. Paris, France.
- Stumpf, A.; Chakiachvili, B.; Awwad, N. (2011): Innovative electrical concepts for transport refrigeration units. International Congress of Refrigeration 2011. Prague, Czech Republic.
- Takeuchi, T.; Kakishita, N.; Kohri, I. (2002): The Prediction of Refrigeration Cycle Performance with Front End Air Flow CFD Analysis of an Automotive Air Conditioner. Mitsubishi Motors Corp. Nr. 2002-01-0512. SAE 2002 Word Congress. Detroit, USA.
- Tassou, S. A.; De-Lille, G. (2009): Food transport refrigeration – Approaches to reduce energy consumption and environmental impacts of road transport. In: *Applied Thermal Engineering* 29, S. 1467–1477.
- Thani, S.; Mohamad, N.; Abdullah, M. (2013): The Influence of Urban Landscape Morphology on the Temperature Distribution of Hot-Humid Urban Centre. In: *Procedia - Social and Behavioral Sciences* 85, S. 356–367.
- Torrella, E.; Llopis, R.; Cabello, R. (2009): Experimental evaluation of the inter-stage conditions of a two-stage refrigeration cycle using a compound compressor. In: *International Journal of Refrigeration* 32, S. 307–315.
- U.S. Department of Transportation (2013): Traffic monitoring guide. Federal Highway Administration.
- Umweltbundesamt (2012): ZSE (Zentrales System Emissionen) - Datenbank des Umweltbundesamtes zur Berichterstattung unter der Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen und dem Kyoto-Protokoll. Datenauszug vom 30.04.2015.
- Varchmin, A.; Gräber, M.; Köhler, J. (2015): Modeling and Validation of a Multiple Evaporator Refrigeration Cycle for Electric Vehicles. The 11th International Modelica Conference 2015. Versailles, France.
- Vieth, M. (2012): Vergleich von Kältemitteln für die Transportkühlung aufgrund von Treibhausgasemissionen. Bachelorarbeit. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.

- Vieth, M. (2014): Experimentelle Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten einer isolierten Kühlkammer. Studienarbeit. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Wagner, Walter (2008): Strömung und Druckverlust. Mit Beispielsammlung. 6., bearbeitete Auflage. Würzburg: Vogel Buchverlag.
- Wang, Xudong; Hwang, Yunho; Radermacher, Reinhard (2009): Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant. In: *International Journal of Refrigeration* 32, S. 1442–1451.
- Weigand, B.; Köhler, J.; Wolfersdorf, J. von (2010): Thermodynamik kompakt. 2. Auflage. Berlin [u.a.]: Springer Verlag.
- Wermuth, M. (2003): Kontinuierliche Befragung des Wirtschaftsverkehrs in unterschiedlichen Siedungsräumen - Phase 2, Hauptstudie. Kraftfahrzeugverkehr in Deutschland - KiD 2002. Schlussbericht Band 1. Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen.
- Winandy, E.; Saavedra, C.; Lebrun, J. (2002): Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor. In: *International Journal of Thermal Sciences* 41, S. 183–192.
- Wolff, N. (2012): Inbetriebnahme und Messungen an einer zweistufigen Transportkälteanlage mit dem Kältemittel R-744. Bachelorarbeit. TU Braunschweig. Institut für Thermodynamik.
- Zhang, M.; Muehlbauer, J.; Aute V.; Rademacher, R. (Oktorber 2011): Life cycle climate performance model for residential heat pump systems. Final report. AHRTI Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Technology Institute.
- Zilio, C.; Mancin, S.; Brown, J. S. et al. (2015): New refrigerant options for R404A replacement in truck refrigeration systems. The 24th International Congress of Refrigeration. Yokohama, Japan.
- 2006/40/EG. Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union: Richtlinie 2006/40/EG über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen, vom 14.05.2006.

## **E Bildnachweis**

Titelbild: Eigene Collage mit Kühlfahrzeug unter Nutzung von Abbildung 2.1 (Quelle: Frigoblock Großkopf GmbH).

Abbildung 2.1: Frigoblock Großkopf GmbH. Mit Zustimmung von Frigoblock Großkopf GmbH.